

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNO-ENERGETYCZNY
Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka

ROZPRAWA DOKTORSKA
WPLYW ZAMARZANIA CIECZY GRZEWOCZEJ
NA REGAZYFIKACJĘ CIECZY KRIOGENICZNYCH

Arkadiusz Patryk Brenk

Promotor:
dr hab. inż. Ziemowit Malecha, prof. PWr

WROCŁAW 2023

STRESZCZENIE

Gaz ziemny uważany jest za najczystsze paliwo kopalne, a jego skroplona forma LNG (ang. *Liquified Natural Gas*) produkowana jest przede wszystkim dla celów długodystansowego transportu oraz efektywniejszego przechowywania. Niemniej jego znaczenie na rynkach energetycznych rośnie również w kontekście wykorzystania go jako możliwego paliwa do produkcji energii w przemyśle lub transporcie.

W procesach technologicznych z wykorzystaniem LNG ostatnim etapem jest jego odparowanie i ogrzanie do temperatury otoczenia. Proces ten jest najczęściej realizowany z wykorzystaniem wymienników płytowych lub płaszczowo-rurowych, gdzie czynnikiem grzewczym jest woda lub mieszanina wody z glikolem. Niska temperatura wrzenia cieczy kriogenicznych stwarza jednak ryzyko zestalania się czynnika grzewczego, co z kolei może prowadzić do zniszczenia wymiennika i innych urządzeń. Z tego też powodu istnieje potrzeba lepszego zrozumienia procesu i parametrów, które go determinują.

Obszarem badawczym, którego dotyczy rozprawa doktorska jest modelowanie zjawisk ciepło-przepływowych występujących w wymienniku lub rozpatrywanym jego fragmencie, ze szczególnym uwzględnieniem wymiany ciepła pomiędzy cieczą kriogeniczną a czynnikiem grzewczym. Głównym celem rozprawy było opracowanie modelu numerycznego z zakresu numerycznej mechaniki płynów (CFD), przeznaczonego do wielowariantowych obliczeń koncepcyjnych wspierających proces projektowania wymiennika, analizy jego pracy w określonych warunkach, jak również podejmowania określonych działań na wypadek awarii.

W ramach rozprawy zaproponowano uproszczony sposób modelowania wrzącej cieczy kriogenicznej, w którym to przedstawiana jest ona jako ciało stałe o dostosowanej przewodności cieplnej. Model ten wykorzystany został na wszystkich etapach badań. W początkowej fazie model poddano walidacji na uproszczonej geometrii przepływu przez prostokątny kanał, gdzie uzyskane wartości grubości warstwy lodu po stronie czynnika grzewczego zestawiono z rozwiązaniem analitycznym. W kolejnych krokach zbadano jaki wpływ na tę grubość mają poszczególne parametry takie jak m.in. warunki wrzenia cieczy kriogenicznej czy też temperatura oraz prędkość czynnika. Następny etap badań obejmował analizę przepływu czynnika wokół pęczka rur rozpatrywanego tutaj jako fragment wymiennika płaszczowo-rurowego. W ramach

tych analiz przeprowadzone zostały testy numeryczne celem sprawdzenia jaki wpływ na formowanie się warstwy lodu i ogólną wymianę ciepła ma kształt zastosowanych rurek. Zebrane wyniki pozwoliły na dokonanie porównań na kilku płaszczyznach w tym pod względem mocy cieplnej czy mocy pompy.

Ostatnią formą zarówno weryfikacji jak i analiz było wykonanie obliczeń na pełnowymiarowym modelu wymiennika płaszczowo-rurowego i zestawienie uzyskanych rezultatów z wynikami przeprowadzonego eksperymentu na analogicznym wymienniku. Poza sprawdzaną dotychczas częścią odpowiedzialną za wrzenie cieczy kriogenicznej, model został tutaj wzbogacony o część odpowiadającą za przegrzanie jej par po odparowaniu. Skupiając się również na zamrażaniu czynnika grzewczego, rozpatrzony został przypadek awarii, w którym przepływ wody zostaje zatrzymany, a następnie po pewnym czasie wznowiony. Sprawdzone w ten sposób, czy w takiej sytuacji lód nie zablokuje całego wymiennika oraz czy możliwe jest wznowienie jego pracy po takiej chwilowej przerwie.

ABSTRACT

Natural gas (NG) is considered as the cleanest fossil fuel. Its liquefied form, LNG (Liquefied Natural Gas), is primarily produced for long-distance transport and more efficient storage purposes. Nevertheless, significance of a natural gas in energy markets is growing also within the context of usage LNG as a possible fuel for power generation, industry and transportation systems.

The final stage in technological processes that involve LNG, is its vaporization and heating to ambient temperature. This process is most commonly achieved using plate or shell-and-tube heat exchangers, with water or water-glycol mixture as the heating medium. However, low boiling temperature of cryogenic liquids poses a risk of the heating medium freezing, which can lead to the damage of the heat exchanger and all other equipment. For this reason, there is a need for a better understanding of the process and the parameters that determine it.

The research area in the submitted doctoral dissertation encompasses the modeling of heat and flow phenomena that take place in a heat exchangers or its considered part, with particular emphasis on heat transfer between cryogenic liquid and the heating medium. The main objective of the dissertation was to develop a numerical model in the field of Computational Fluid Dynamics (CFD), designed for multivariate conceptual calculations supporting the heat exchanger design process, analyzing its performance under specific conditions, as well as facilitating specific actions in case of a failure.

As a part of the dissertation, a simplified model of cryogenics boiling was proposed and developed. The main point is to represent and treat a cryogen as a solid body with adjusted thermal conductivity. This model was applied to calculations in all stages of the research. In the initial phase, the model underwent validation on a simplified flow geometry through a rectangular channel, where the obtained values of the ice layer thickness on the heating medium side were compared with an analytical solution. In subsequent steps, the influence of various parameters, such as boiling conditions of the cryogenic fluid, as well as the temperature and velocity of the heating medium was examined.

The next stage of the research involved analyzing the heating medium flow around the tubes, considered here as a fragment of a shell-and-tube heat

exchanger. Within these analyses, the impact of the shape of the tubes on the formation of the ice layer was investigated. The collected results allowed for comparisons on several levels, such as heat power and pump efficiency.

The final form of both verification and analysis was to perform computation on a full-scale model of a shell-and-tube heat exchanger, and compare the obtained results with the experimental data. Here, the model was enriched with a part corresponding to the superheating of cryogen vapor after evaporation. Moreover, still focusing on the freezing possibility of the heating medium, a failure scenario was considered, where the flow of water is stopped and then resumed after a certain period. This was checked to determine whether, in such a situation, ice would block the entire exchanger and whether it would be possible to resume its operation after such a temporary interruption.

SPIS TREŚCI

Streszczenie	2
Abstract	4
Wykaz symboli i oznaczeń	9
I Analiza dotychczasowego stanu wiedzy	11
1. Wprowadzenie	12
1.1. Transformacja energetyczna	12
1.1.1. Przyczyny transformacji energetycznej	12
1.1.2. Europejski Zielony Ład	13
1.1.3. Znaczenie gazu ziemnego w transformacji energetycznej	14
1.2. Skroplony gaz ziemny (LNG)	15
1.2.1. Transport gazu ziemnego	15
1.3. Regazyfikacja LNG	18
1.3.1. Technologie regazyfikacji LNG	18
1.3.2. Problemy i kontekst badawczy	19
2. Cel, teza i zakres pracy	21
II Badania własne	23
3. Wstępny model wrzącej cieczy kriogenicznej i wymiany ciepła z czynnikiem grzewczym	24
3.1. Opis i założenia modelu	24

3.2.	Model matematyczny	25
3.3.	Model numeryczny	30
3.3.1.	Podział domeny obliczeniowej	30
3.3.2.	Właściwości termofizyczne zdefiniowanych obszarów obliczeniowych	33
3.3.3.	Reprezentacja zastępcza wrzenia czynnika kriogenicznego	34
4.	Wielowariantowe badania na przykładzie przepływu przez kanał	41
4.1.	Opis przypadku	41
4.2.	Analiza wpływu zagęszczenia siatki	43
4.2.1.	Metodologia optymalizacji zagęszczenia siatki	44
4.2.2.	Analiza wpływu zagęszczenia siatki na precyzję uzyskiwanych wyników	46
4.2.3.	Wpływ zagęszczania siatki na czas obliczeń	53
4.2.4.	Podsumowanie	53
4.3.	Badania wpływu warunków przepływu na tworzenie się warstwy lodu	55
4.3.1.	Liczba Reynoldsa	55
4.3.2.	Temperatura wlotowa	57
4.3.3.	Warunki wrzenia	58
4.4.	Walidacja modelu	60
4.4.1.	Referencyjny model analityczny	60
4.4.2.	Zestawienie wyników	64
4.4.3.	Wnioski	66
4.5.	Podsumowanie	67
5.	Badania nad wpływem geometrii przegród na proces narastania lodu i wymiany ciepła podczas opływu pęczka rur	70
5.1.	Opis przypadku	71
5.2.	Badania wstępne	75
5.3.	Modyfikacje geometryczne	79
5.3.1.	Geometria rurek	80
5.3.2.	Przewodność cieplna warstwy LNG w zmodyfikowanych kształtach rur	82
5.3.3.	Wyniki	83

5.4. Podsumowanie	94
6. Rozszerzony model wymiennika do odparowania cieczy kriogenicznej	96
6.1. Założenia modelu	96
6.2. Sposób prowadzenia symulacji	98
7. Eksperyment porównawczy dla rozszerzonego modelu wymiennika	105
7.1. Opis stanowiska badawczego wymiennika płaszczowo-rurowego	105
7.2. Przebieg eksperymentu	109
7.3. Przebieg eksperymentu numerycznego	111
7.3.1. Przygotowanie badań	111
7.3.2. Wyniki symulacji	113
7.4. Porównanie wyników eksperymentalnych oraz numerycznych .	116
7.5. Wykorzystanie modelu w celu symulacji awarii oraz szacowania ratowania	117
III Podsumowanie	120
8. Wnioski i kierunki dalszych badań	121
Bibliografia	132
Spis rysunków	138
Spis tabel	140

WYKAZ SYMBOLI I OZNACZEŃ

Skróty:

- 1D - jednowymiarowy
- 2D - dwuwymiarowy
- 3D - trójwymiarowy
- CFD - ang. *Computational Fluid Dynamics* - obliczeniowa mechanika płynów
- CHT - ang. *Conjugate Heat Transfer* - sprzężona wymiana ciepła
- FSRU - ang. *Floating Storage Regasification Unit* - pływające jednostki regazyfikacji i składowania
- HVAC - ang. *Heating, Ventilation, and Air Conditioning* - ogrzewanie, wentylacja i klimatyzacja
- HTC - ang. *Heat Transfer Coefficient* - współczynnik wymiany ciepła
- LN2 - ang. *Liquified Nitrogen* - ciekły azot
- LNG - ang. *Liquified Natural Gas* - skroplony gaz ziemny
- N2 - azot w postaci gazowej

Symbole:

- h - entalpia,
- \dot{Q} - strumień ciepła
- T - temperatura
- Re - Liczba Reynoldsa
- Nu - Liczba Nusselta
- Pr - Liczba Prandtla
- d - średnica
- r - promień

L_f	-	ciepło topnienia/zamarzania
u	-	prędkość
α	-	współczynnik wnikania ciepła
α_l	-	udział fazy ciekłej w danym obszarze
β	-	współczynnik rozszerzalności cieplnej
λ	-	współczynnik przewodzenia ciepła
μ	-	lepkość dynamiczna
ν	-	lepkość kinematyczna
ρ	-	gęstość
A	-	pole powierzchni
p	-	ciśnienie

Indeksy:

<i>boil</i>	-	wrzenie
<i>ch</i>	-	kanał
<i>cond</i>	-	przewodzenie
<i>cryo</i>	-	ciecz kriogeniczna (kriogen)
<i>gas</i>	-	kriogen w stanie gazowym
<i>H2O</i>	-	woda
<i>ice</i>	-	lód
<i>in</i>	-	wlot lub powierzchnia wewnętrzna
<i>liq</i>	-	kriogen w stanie ciekłym
<i>LN2</i>	-	ciekły azot
<i>LNG</i>	-	skroplony gaz ziemny
<i>N2</i>	-	azot w stanie gazowym
<i>out</i>	-	wylot lub powierzchnia zewnętrzna
<i>pipe</i>	-	rurka
<i>pl</i>	-	płyta
<i>wall</i>	-	ścianka

Część I

Analiza dotychczasowego stanu wiedzy

ROZDZIAŁ 1

WPROWADZENIE

1.1 Transformacja energetyczna

Badania nad współczesną transformacją dokonywającą się w sektorze energetycznym są jednym z najważniejszych nurtów badań polityki energetycznej i bezpieczeństwa energetycznego ostatnich lat. Transformacja energetyczna, rozumiana tutaj jako zmiana dotychczasowego modelu produkcji i konsumpcji energii opartej w dużej mierze na konwencjonalnych nośnikach energii pierwotnej, jest jednym z najważniejszych trendów, mającym przy tym kluczowe znaczenie dla długofalowego rozwoju gospodarczego państw oraz zapewnienia bezpieczeństwa energetycznego. To kompleksowy proces zmian struktury sektora energetycznego w kierunku bardziej zrównoważonych, ekologicznych i efektywnych rozwiązań.

1.1.1 Przyczyny transformacji energetycznej

Potrzeba zmian wynika z szeregu czynników wśród, których wyróżnić można [1, 2]:

- Wzrost zapotrzebowania na energię - wraz z nieustannym rozwojem gospodarczym, wzrostem populacji oraz urbanizacji, nieuchronnie rośnie również globalne zapotrzebowanie na energię.
- Wyczerpywanie się zasobów kopalnych - tradycyjne źródła energii, takie jak węgiel, ropa naftowa i gaz ziemny, są zasobami ograniczonymi a ich eksploatacja wiąże się z negatywnym wpływem na środowisko. Ponadto

fakt wyczerpywania się tych zasobów stawia społeczeństwa niejako przed koniecznością poszukiwania alternatywnych źródeł energii, gdyż tych konwencjonalnych może w przyszłości zabraknąć.

- Zachodzące zmiany klimatyczne - zmiany klimatyczne są jednym z najpoważniejszych wyzwań współczesności. Coraz bardziej zauważalne są skutki globalnego ocieplenia, które zmuszają społeczność międzynarodową do podejmowania działań mających na celu ograniczenie emisji gazów cieplarnianych i przyspieszenie przejścia na czystsze technologie.
- Polityka energetyczna - regulacje wprowadzane przez rządy i organizacje międzynarodowe mają kluczowe znaczenie dla kierunku transformacji energetycznej. Cele jakie stawiane są w związku z redukcją emisji czy wspieranie odnawialnych źródeł energii są istotnymi elementami kształtującymi politykę energetyczną państw.

1.1.2 Europejski Zielony Ład

Zgodnie z deklaracjami Unii Europejskiej, walka ze zmianami klimatu jest jednym z priorytetów jej działań, a neutralność klimatyczna to jedno z większych wyzwań jakie podejmuje w ostatnich latach. Jedną ze strategii, zaproponowaną w grudniu 2019 roku z inicjatywy Unii Europejskiej jest Europejski Zielony Ład (ang. *European Green Deal*). Ten strategiczny plan działania ma na celu "*przekształcenie UE w sprawiedliwe i prosperujące społeczeństwo żyjące w nowoczesnej, zasobooszczędnej i konkurencyjnej gospodarce, która w 2050 roku osiągnie zerowy poziom emisji gazów cieplarnianych netto i w ramach której wzrost gospodarczy będzie oddzielony od wykorzystania zasobów naturalnych*" [3]. Plan ten nie jest samodzielnym prawem, lecz ogólną strategią polityki, określającą ambicje i cele w różnych sektorach. Istnieje osiem kluczowych obszarów, które stanowią o Zielonym Ładzie:

- Bardziej ambitne cele klimatyczne Unii Europejskiej na lata 2030 i 2050.
- Dostarczanie czystej, przystępnej cenowo i bezpiecznej energii.
- Zmobilizowanie sektora przemysłu na rzecz czystej gospodarki o obiegu zamkniętym.
- Budowanie i remontowanie w sposób oszczędzający energię i zasoby.

- Zerowy poziom emisji zanieczyszczeń na rzecz nietoksycznego środowiska.
- Ochrona i odbudowa ekosystemów i bioróżnorodności.
- Sprawiedliwy, zdrowy i przyjazny środowisku system żywnościowy.
- Przyspieszenie przejścia na zrównoważoną i inteligentną mobilność.

1.1.3 Znaczenie gazu ziemnego w transformacji energetycznej

Osiągnięcie neutralności klimatycznej w perspektywie najbliższych dwudziestu lat będzie dużym wyzwaniem dla całej Unii Europejskiej, dlatego w ramach Zielonego Ładu wyznaczony został również cel pośredni obniżenia emisji netto gazów cieplarnianych o co najmniej 55% do 2030 roku w porównaniu z poziomem z 1990 roku. Pakiet ten nosi nazwę "Fit for 55"[4].

W przypadku krajów, które znajdują się dopiero na starcie transformacji swojej polityki energetycznej i funkcjonujących w niej systemów, gaz ziemny będzie pełnił rolę paliwa przejściowego, które pozwoli stopniowo wypierać węgiel z energetyki i jednocześnie przyczyni się do zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych. Należy podkreślić, że gaz ziemny uznawany jest za najczystsze dostępne paliwo kopalne, gdyż jego spalanie skutkuje znacznie niższym wydzielaniem zanieczyszczeń niż w przypadku węgla czy ropy. Tym samym gaz ziemny jest jednym z filarów światowej energii [5].

Jego niewątpliwym atutem jest też fakt, iż nie wymaga całkowitej rewolucji w krajowych politykach energetycznych, a jednocześnie przybliża się do osiągnięcia zakładanych redukcji emisji gazów cieplarnianych. Ponadto przemawia za nim także rozwinięta infrastruktura.

Niemniej zgodnie z przewidywaniami Międzynarodowej Agencji Energetycznej (IAE) oraz raportu BP [6] wynika, iż znaczenie tego nośnika energii najprawdopodobniej zacznie maleć po 2030 gdy być może uda się spełnić cele pakietu "Fit for 55", a kolejnym krokiem stanie się neutralność klimatyczna w 2050.

1.2 Skroplony gaz ziemny (LNG)

Zarówno gaz ziemny jak i jego skroplona forma stają się coraz ważniejsze na rynku energetycznym i w polityce przekształceń energetycznych. To jedno z paliw o najszybszym tempie wzrostu zużycia w ostatnich latach. Przewiduje się, że tempo konsumpcji będzie nadal rosło średnio o 1.3% rocznie, osiągając 5.2 biliona m³ w 2040 roku [7, 8, 9].

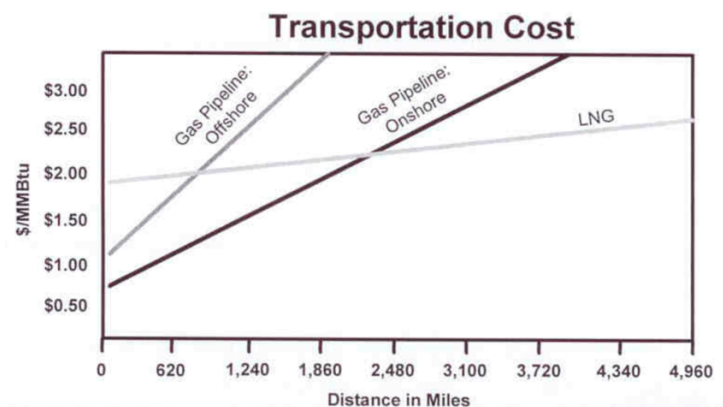
Skroplony gaz ziemny (LNG - ang. *Liquefied Natural Gas*) powstaje w wyniku oczyszczenia i osuszenia (głównie z wody i dwutlenku węgla, aby zapobiec tworzeniu się cząsteczek stałych), a następnie schłodzenia i skroplenia gazu ziemnego. Obecnie jego znaczenie wzrasta przez wzgląd na możliwość wykorzystania tego kriogenu jako paliwa w środkach transportu [10].

Rosnące zapotrzebowanie na redukcję emisji gazów cieplarnianych stwarza rosnące zainteresowanie nie tylko gazem ziemnym, ale także wykorzystaniem jego skroplonej formy (LNG - ang. *Liquefied Natural Gas*) jako możliwego paliwa [11, 12].

Jednym z zastosowań LNG w transporcie morskim może być potencjalne sprostanie wymaganiom związanym z emisjami Międzynarodowej Organizacji Morskiej. Organizacja ta utworzyła Obszary Kontroli Emisji (ECA), gdzie emisje tlenków azotu i tlenków siarki muszą być zmniejszone. W lipcu 2017 roku Komitet Ochrony Środowiska Morskiego przyjął poprawki do regulacji 13 MARPOL Annex VI, wprowadzając nowe limity emisji NO_x z wydechów statków na obszarze ECA, obejmującym Morze Bałtyckie i Morze Północne [13]. Te emisje mogą być znacznie zmniejszone poprzez stosowanie LNG, które uznawane jest za paliwo przyjazne dla środowiska zarówno dla obecnych, jak i przyszłych metod napędu statków [14].

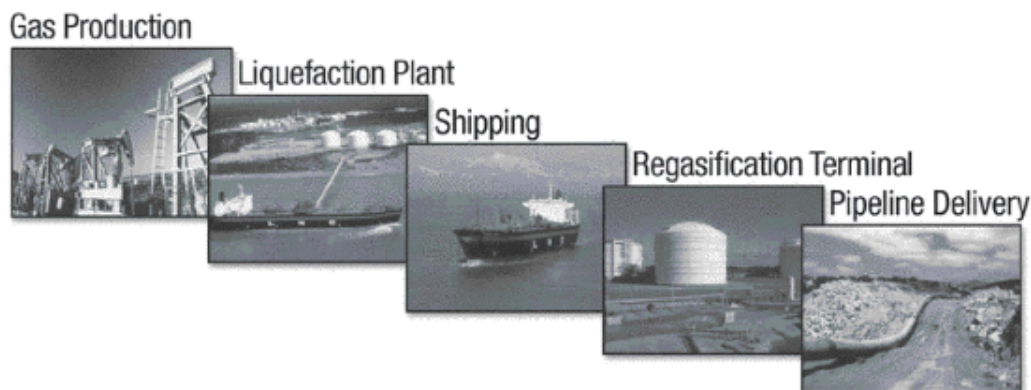
1.2.1 Transport gazu ziemnego

Objętość właściwa skroplonego gazu ziemnego jest około 600 razy mniejsza niż w jego stanie gazowym. To sprawia, że jego przechowywanie staje się znacznie bardziej efektywne i umożliwia również transport na długie dystanse. Jak pokazano na rysunku 1.1 w zależności od odległości na jaką przesyłany jest gaz, różne sposoby będą mniej lub bardziej opłacalne. Widać natomiast, że powyżej pewnej odległości to transport LNG daje największe korzyści.



Rysunek 1.1: Porównanie kosztów związanych z transportem gazu ziemnego [15].

Proces transportu morskiego LNG jest jednak tylko jednym z etapów na drodze dostarczenia gazu do odbiorcy końcowego. Typowy łańcuch dostawy pokazany został na rysunku 1.2.



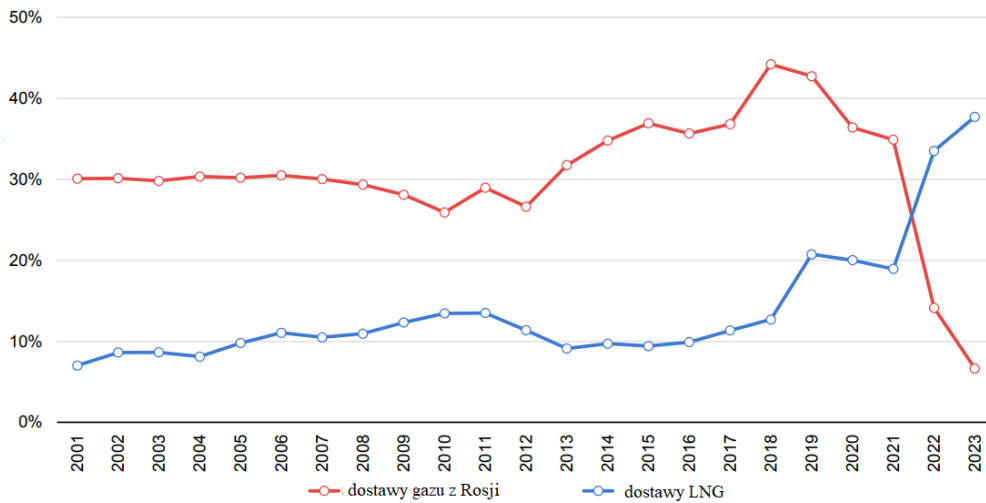
Rysunek 1.2: Łańcuch dostawy gazu ziemnego [16].

Można zauważyć, że na pojęcie transportu w tym wypadku składa się kilka etapów, a na samej drodze gaz-ciecz-gaz wyróżnić można takie aspekty jak:

- Skraplanie gazu - LNG powstaje w wyniku procesu skraplania gazu ziemnego. Proces ten polega na schłodzeniu gazu do bardzo niskich temperatur, zazwyczaj poniżej -160 stopni Celsjusza, co powoduje, że gaz zamienia się w ciekły składający się głównie z metanu.

- - Przechowywanie - LNG jest przechowywane w specjalnych zbiornikach, w których utrzymywane są bardzo niskie temperatury, aby utrzymać je w stanie skroplonym
- Transport morski - statki LNG są szeroko stosowane do międzynarodowego transportu skroplonego gazu ziemnego w specjalnych zbiornikach.
- Terminal importowy - LNG jest rozładowywane w terminalach importowych, gdzie proces **regazyfikacji** przekształca go z powrotem w gaz ziemny przed wprowadzeniem go do lokalnych sieci dystrybucyjnych lub systemów przesyłu.
- W niektórych przypadkach, szczególnie na krótszych dystansach, można wykorzystać rurociągi LNG do przemieszczania skroplonego gazu ziemnego między zakładami produkcji a terminalami importowymi lub zakładami przetwarzania
- Transport drogowy i kolejowy - Na krótkie odległości lub w obszarach, gdzie brak jest dostępu do rurociągów, LNG może być przewożone drogą lub koleją w specjalnych kontenerach izotermicznych.

Ciekawą obserwacją jest również informacja Międzynarodowej Agencji Energetycznej, określająca skąd do mieszkańców Europy trafiał gaz ziemny (rysunek 1.3. W ostatnich latach widać zdecydowane odwrócenie tendencji, co z oczywistych względów związane jest z powodów geopolitycznych, Natomiast pokazuje to, że i do takich sytuacji należy być przygotowanym.



Rysunek 1.3: Struktura pochodzenia gazu ziemnego trafiającego do mieszkańców Europy [17].

1.3 Regazyfikacja LNG

1.3.1 Technologie regazyfikacji LNG

Przed dostaniem się do systemu przesyłu gazu ziemnego w przypadku terminali importowych lub do systemu dystrybucji w przypadku zakładów do zaspokajania szczytowego zapotrzebowania, LNG jest przekształcane z powrotem w gaz ziemny. Ponownie, ciśnienie i temperatura odgrywają kluczową rolę. LNG jest pobierane ze składowania i kierowane przez szereg wymienników ciepła. Podobnie jak w przypadku procesu skraplania, istnieje kilka różnych procesów używanych do regazyfikacji LNG. Te procesy obejmują [18]:

- odparowalniki z ogrzewaniem do temperatury równej temperaturze otoczenia:
 - odparowalniki ogrzewane wodą morską lub rzeczną (ORV),
 - odparowalniki ogrzewane powietrzem (SPV),
- odparowalniki z ogrzewaniem do temperatury wyższej od temperatury otoczenia:
 - odparowalniki z ogrzewaniem bezpośrednim,

- ogrzewanie ogniowe – palnikami gazowymi,
- ogrzewanie elektryczne,
- odparowalniki z pośrednim ogrzewaniem za pomocą nośnika ciepła:
 - ogrzewanie parą wodną,
 - ogrzewanie wodą, w której zanurzone są płonące palniki gazowe,
 - ogrzewanie izopentanem lub innymi ciekłymi nośnikami ciepła.

Naziemne zakłady regazyfikacji są używane od wielu lat, ale ostatnio zauważa się rosnące zapotrzebowanie na pływające jednostki regazyfikacji i składowania (FSRU). FSRU to często dostosowywane tankowce LNG.

Regazyfikacja jest zazwyczaj ostatnim etapem cyklu technologicznego, w którym to LNG jest odparowanie i podniesienie temperatury do poziomu otoczenia. To kluczowa kwestia w terminalach importu LNG i w systemie paliwowym pojazdów zasilanych LNG. Prawidłowo zaprojektowane odparowanie LNG może poprawić efektywność całego cyklu, wykorzystując zimną energię LNG [19, 20, 21, 22]. Może to być źródłem energii chłodzącej [23, 24, 25], używanej w procesie separacji powietrza [26, 27], w procesie desalinizacji przez zamrażanie [28, 29, 30, 31, 32] lub do poprawy wydajności zbiorników gazu ziemnego pochłoniętego (ANG) [8]. Wszystkie wymienione technologie podkreślają znaczenie efektywnego i właściwie przeprowadzonego procesu parowania LNG. Konwencjonalne parowniki korzystają głównie z otoczenia, dostępnych strat cieplnych lub ciepła z spalania NG jako źródła ciepła. Skutkuje to wysokimi różnicami temperatury między LNG, a medium grzewczym i potencjalnie może spowodować bardzo intensywny transfer ciepła.

1.3.2 Problemy i kontekst badawczy

W zależności od ciśnienia, temperatura równowagi LNG wynosi 112–160 K. Niska temperatura wrzenia LNG sprawia, że proces parowania jest podatny na ryzyko utworzenia fazy stałej w płynie grzewczym. Dla wielu istotnych zastosowań, płynem grzewczym jest woda lub mieszanina wody i glikolu, charakteryzująca się temperaturami zamrażania znacznie wyższymi niż temperatura wrzenia LNG. Utworzenie fazy stałej może prowadzić do wzrostu strat hydraulicznych, pogorszenia przekazu ciepła, a nawet do zniszczenia

wymiennika ciepła i towarzyszącego mu urządzenia. W związku z tym istnieje potrzeba lepszego zrozumienia i kontroli transferu ciepła towarzyszącego regazyfikacji LNG, tak aby uniknąć utworzenia fazy stałej.

ROZDZIAŁ 2

CEL, TEZA I ZAKRES PRACY

Głównym celem rozprawy było opracowanie modelu numerycznego z zakresu obliczeniowej mechaniki płynów (CFD), przeznaczonego do wielowariantowych obliczeń koncepcyjnych wspierających proces projektowania wymiennika, analizy jego pracy w określonych warunkach, jak również podejmowania określonych działań na wypadek awarii. Model ten powinien uwzględniać i łączyć ze sobą wszystkie mechanizmy wymiany ciepła oraz procesy związane ze zmianą fazy czynników oraz dalsze ich schładzanie bądź przegrzewanie.

W ramach prowadzonych badań postawiono następujące dwie **tezy pracy**:

1. *Możliwa jest integracja złożonych modeli zjawisk fizycznych występujących podczas procesu regazyfikacji cieczy kriogenicznych za pomocą modelowania numerycznego.*
2. *Proces regazyfikacji może przebiegać stabilnie mimo częściowego zamrożenia cieczy grzewczej.*

Realizację celu pracy oraz zweryfikowanie jej tez przeprowadzono w oparciu o opracowany plan badawczy, w ramach którego wyznaczone zostały następujące, kluczowe do zrealizowania zadania:

- uzasadnienie i wybór metod CFD do rozwiązania problemu sprzężonej wymiany ciepła,
- stworzenie modelu wymiennika ciepła lub jego części,

- określenie wpływu właściwości termofizycznych cieczy grzewczej na pracę zamodelowanego wymiennika,
- określenie wpływu zastosowanej geometrii wymiennika,
- rozwinięcie modelu wrzenia cieczy kriogenicznej poprzez uwzględnienie w nim przegrzewu par czynnika,
- analiza porównawcza wyników numerycznych z pomiarami dokonanyimi na stanowisku badawczym.

Część II

Badania własne

ROZDZIAŁ 3

WSTĘPNY MODEL WRZĄCEJ CIECZY KRIOGENICZNEJ I WYMIANY CIEPŁA Z CZYNNIKIEM GRZEWCZYM

3.1 Opis i założenia modelu

Pierwsze prace z zakresu modelowania wymiany ciepła między wrzącą cieczą kriogeniczną a czynnikiem grzewczym wykorzystanym do jej odparowania, polegały na zaproponowaniu takiej koncepcji obliczeń, w której to główna uwaga skupiona będzie na przepływie i możliwym zamarzaniu medium grzewczego. Skomplikowany z punktu widzenia obliczeń numerycznych proces wrzenia, w którym to podczas przemiany fazowej (z ciekłej na gazową) dochodzi do przepływu dwufazowego, został uproszczony do takiej formy, która pozwala na uwzględnienie jego wkładu w całkowitym procesie wymiany ciepła.

Na drodze kształtowania się modelu wyróżnione zostały punkty, których spełnienie pozwoliło na ukończenie zaplanowanych prac badawczych:

1. Wydzielenie w domenie obliczeniowej trzech zasadniczych rodzajów obszarów:
 - czynnik grzewczy - medium (np. woda) wykorzystywane do przekazania ciepła potrzebnego do regazyfikacji cieczy kriogenicznej,
 - wrząca ciecz kriogeniczna,
 - przegroda - niezależnie od rodzaju wymiennika użytego na potrzeby regazyfikacji, czynnik grzewczy nie ma tam bezpośredniego

kontakty z wrzącym kriogenem. Rolę separatora obydwu cieczy stanowi wówczas płyta (w przypadku wymiennika płytowego) bądź rurka (w wymienniku płaszczowo-rurowym).

2. Skupienie uwagi na przepływie czynnika grzewczego i możliwemu zamrażaniu modelowanemu za pomocą metody entalpia-porowatość.
3. Uproszczenie zjawisk i obliczeń zachodzących po stronie wrzącego kriogenu realizowane poprzez traktowanie tego obszaru jako ciała stałego o dostosowanej przewodności cieplnej.
4. Możliwość wykorzystania modelu do zastosowania w pracy z różnymi substancjami bądź geometriami (w tym prowadzenie obliczeń w przestrzeni 2D oraz 3D).

Najistotniejszą zmianą względem rzeczywistego przypadku wymiany ciepła w rozważanej tutaj sytuacji jest punkt 3 z powyższej listy. Uwzględnia on zarówno zmianę postaci pod którą w symulacjach występować będzie rozpatrywany kriogen (zamiana płynu w reprezentatywny obszar ciała stałego), jak również związaną z tym zmianę mechanizmu wymiany ciepła, gdzie dotychczasowe wnikanie ciepła (konwekcja) zastąpione zostaje przez przewodnictwo cieplne. Szczegóły tego przejścia oraz pozostałych punktów listy opisane zostały w części poświęconej modelowi numerycznemu (rozdział 3.3).

3.2 Model matematyczny

Omawiane w przedkładanej pracy badania wykorzystują model matematyczny, który został wdrożony w obliczeniach poprzez wykorzystanie solwera *chtMultiRegionFoam* zawartego w pakiecie numerycznym OpenFOAM, gdzie do rozwiązywania cząstkowych równań różniczkowych wykorzystywana jest metoda objętości skończonych (ang. *Finite Volume Method*). Wybrany solwer zgodnie z dokumentacją służy do rozwiązywania zagadnień ciepłno-przepływowych z uwzględnieniem sprzężonej wymiany ciepła (CHT - ang. *conjugate heat transfer*) między regionami ciała stałego oraz płynu [33]. Termin ten odnosi się do rodzaju analizy numerycznej, w której jednoczesnemu uwzględnieniu podlega zarówno przepływ ciepła w ciele stałym, jak i w przylegającym do niego płynie. W takim przypadku, oba te obszary (stały oraz płyn) są ze sobą

"sprężone", co oznacza, że w analizie transferu ciepła brane pod uwagę jest ich wzajemne oddziaływanie, a to pozwala na dokładniejsze zrozumienie procesów przenoszenia ciepła w danym systemie. Takie podejście pozwala na bardziej realistyczne modelowanie warunków oraz lepsze prognozowanie wyników, w przypadkach gdzie interakcje między ciałem stałym, a otaczającym je płynem są kluczowe [34]. Zakres realizowanych badań wymagał również rozszerzenia modelu o dodatkowe uwzględnianie procesów związanych z zamrażaniem oraz topnieniem czynnika. Pod tym względem, omawiany model matematyczny oparty został na podejściu entalpia-porowatość [35, 36].

Podstawowe równania

W prezentowanym modelu, pole prędkości w obszarze czynnika grzewczego obliczane jest na podstawie rozwiązania równań Naviera-Stokesa dla płynu nieściśliwego poszerzonego o dwa dodatkowe człony źródłowe \mathbf{S}_b oraz \mathbf{S}_d symulujące obecność fazy stałej (w tym przypadku lodu) w przepływie [35]:

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)] + \mathbf{S}_b + \mathbf{S}_d \quad (3.1)$$

gdzie \mathbf{u} jest wektorem prędkości, ρ jest gęstością płynu, μ jego lepkością dynamiczną, \mathbf{S}_b członem grawitacyjnym (wypornościowym), natomiast \mathbf{S}_d wymuszającym zerową prędkość w zamrażniętym obszarze. Sposób określenia każdego z tych członów zawarty został w dalszej części rozdziału poświęconej omówieniu modelu entalpia-porowatość.

Zachowanie masy zapewnione jest przez równanie ciągłości:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3.2)$$

Z kolei ustalanie pola temperatury płynu zostało zamodelowane z wykorzystaniem równania zachowania energii, które dla płynów nieściśliwych może być zapisane w odniesieniu do jego entalpii właściwej h [37]:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{c_p} \nabla h \right) - S_h \quad (3.3)$$

gdzie entalpia właściwa $h = c_p \cdot T$, λ jest przewodnością cieplną, a c_p ciepłem właściwym. Powyższe równanie podobnie jak w przypadku równania Naviera-Stokes uzupełnione zostało o dodatkowy człon - S_h - reprezentujący ciepło utajone przemiany fazowej.

W obszarach modelowanych jako ciała stałe (przegroda oddzielająca czynniki oraz w przypadku omawianego modelu także obszar cieczy kriogenicznej) przepływ ciepła ustalono w oparciu o równanie energii [37]:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{c_p} \nabla h \right) \quad (3.4)$$

gdzie ρ jest gęstością, λ przewodnością cieplną, a c_p ciepłem właściwym rozważanego materiału.

Model entalpia-porowatość

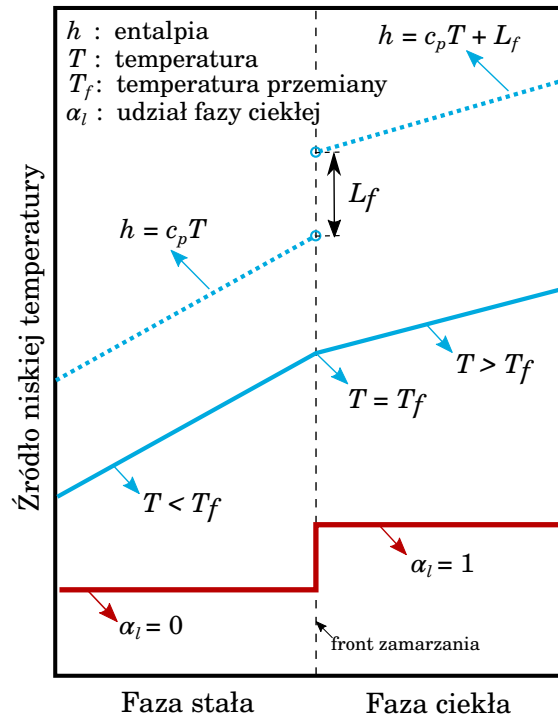
Model bazujący na podejściu entalpia-porowatość zakłada, iż zmiana fazy (topnienie bądź zamarzanie) zachodzi w stałej temperaturze T_f . Ponadto w obliczeniach wprowadzone zostało dodatkowe pole α_l , przyjmujące wartości z zakresu od 0 do 1. W obliczeniach służy ono do rozróżnienia frakcji ciekłej czynnika ($\alpha_l = 1$) od części zestalonej ($\alpha_l = 0$). W zależności od temperatury wartość tej zmiennej może być określona zgodnie ze wzorem:

$$\alpha_l = \begin{cases} 0 & \text{dla } T < T_f \\ 1 & \text{dla } T > T_f \end{cases} \quad (3.5)$$

Na rysunku 3.1 przedstawiono schematycznie przykład układu podlegającego izotermicznemu zamarzaniu. Chłodzenie następuje tam od strony lewej. Obszar składa się z regionu zamarzniętego (faza stała), gdzie temperatura jest mniejsza od temperatury zamarzania T_f , oraz z obszaru cieczy z temperaturą powyżej tej wartości. Oba te regiony rozdzielone są przez front powierzchni zamarzniętej. Na rysunku poza temperaturą pokazano również zmienność entalpii oraz udział fazy ciekłej w postaci omówionej powyżej zmiennej α_l .

Jak zaznaczono we wcześniejszym fragmencie, część równań została zmodyfikowana w wyniku dodania do nich odpowiednich członów źródłowych. Pierwszy z nich - człon \mathbf{S}_b - użyty w równaniu Naviera-Stokesa (3.1), związany jest z efektami wypornościowymi w wyniku działania sił masowych. Człon ten oparty jest na aproksymacji Boussinesq'a, opisującej zależność gęstości płynu od temperatury poprzez współczynnik rozszerzalności cieplnej β (w temperaturze odniesienia T_{ref}) i przybiera postać równania:

$$\mathbf{S}_b = \rho \mathbf{g} \beta (T - T_{ref}) \quad (3.6)$$



Rysunek 3.1: Schemat układu podlegającego izotermicznemu zamarzaniu (opracowanie na podstawie [35]).

gdzie $\mathbf{g} = (g_x, g_y, g_z)$ jest wektorem przyspieszenia grawitacyjnego, będącego źródłem oddziaływania sił masowych.

Kolejny człon \mathbf{S}_d , uwzględniony również w równaniu Naviera-Stokesa (3.1), odpowiada za zdefiniowanie efektu porowatości w części obszaru i jego podstawowym zadaniem jest zapewnienie zerowej prędkości w zamrożonych partiach płynu. Relacja pozwalająca na zrealizowanie tego celu powinna spełniać dwa główne warunki:

1. W przypadku cieczy, wartość członu \mathbf{S}_d powinna wynosić zero, co pozwoliłoby na zredukowanie równania Naviera-Stokesa (3.1) do normalnej postaci równania dla przepływu jednofazowego.
2. W obszarze uznanym jako zamrożony, wartość \mathbf{S}_d powinna dominować nad wszystkimi pozostałymi składnikami równania ruchu i finalnie implikować $\mathbf{u} = 0$ w tym regionie.

W zaaplikowanej metodzie, człon ten bazuje na prawie Darcy'ego, które

opisuje przepływ płynu przez ośrodki porowate. Na tej podstawie zaproponowana została relacja wiążąca człon \mathbf{S}_d z przepuszczalnością ośrodka K oraz prędkością przepływu \mathbf{u} [38]:

$$\mathbf{S}_d = A \cdot \mathbf{u} \quad (3.7)$$

gdzie na potrzeby modelu można przyjąć, iż współczynnik A jest odwrotnie proporcjonalny do przepuszczalności K :

$$A \sim \frac{1}{K}. \quad (3.8)$$

Chcąc powiązać lokalną wartość przepuszczalności w obszarze obliczeniowym ze stanem skupienia w jakim znajduje się tam rozpatrywany płyn, możliwe jest wyrażenie tejże przepuszczalności poprzez wprowadzone na potrzeby obliczeń pole α_l (3.5), opisujące udział fazy ciekłej. W oparciu o formułę Kozeny-Carmana [39] zależność tą przedstawić można w następujący sposób:

$$K \sim \frac{(1 - \alpha_l)^2}{\alpha_l^3 - \epsilon}. \quad (3.9)$$

Zauważyć należy tutaj, iż omawiana w tym miejscu przepuszczalność nie ma żadnego fizycznego znaczenia w kontekście procesu zamrażania bądź topnienia. Pojęcie to zostało wprowadzone jedynie do opisu techniki numerycznej, której celem jest wymuszenie zerowej prędkości w obszarze ciała stałego. Podstawiając zależności (3.8) i (3.9) do równania (3.7) otrzymujemy finalną postać wyrażenia na omawiany człon \mathbf{S}_d :

$$\mathbf{S}_d = -C \frac{(1 - \alpha_l)^2}{\alpha_l^3 - \epsilon} \mathbf{u}. \quad (3.10)$$

gdzie C jest stałą, ustaloną w obliczeniach na poziomie $C = 100000$ [37]. Zauważyć można, iż w zgodzie z przedstawioną zależnością, dla cieczy ($\alpha_l = 1$) otrzymujemy $\mathbf{S}_d = 0$ dzięki czemu porowatość nie jest uwzględniana. Z drugiej strony, gdy α_l zbliża się do zera oznaczającego ciało stałe, wówczas człon ten znacznie dominować w równaniu ruchu, co spowoduje redukcje równania (3.1) do postaci $\mathbf{S}_d = 0$ i w konsekwencji do $\mathbf{u} = 0$.

Ostatnim z rozważanych w tej części członów źródłowych jest człon S_h , który uzupełnił równanie energii (3.3). W obliczeniach dostarcza on informacji o ciepłe utajonym przemiany fazowej L_f (dla wody 334 kJ/kg) i wyrażony jest równaniem:

$$S_h = \rho L_f \left(\frac{\partial \alpha_l}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u} \alpha_l) \right). \quad (3.11)$$

3.3 Model numeryczny

Kolejnym kluczowym elementem w kontekście badań przedstawionych w niniejszej rozprawie jest opracowany model numeryczny. Opisuje on przede wszystkim sposób, w jaki w przeprowadzonych symulacjach odwzorowane zostały rzeczywiste procesy, a także stanowi istotny punkt wyjścia z perspektywy dalszych rozważań. Definiuje on m.in. kwestie podziału przestrzeni obliczeniowej na wyodrębnione regiony oraz ich właściwości, deklarację warunków brzegowych oraz autorskie podejście do tematu zastępczej reprezentacji wrzenia czynnika w prowadzonych obliczeniach, które to z punktu widzenia poruszanych zagadnień i analiz stanowi główną część przedstawianego modelu.

3.3.1 Podział domeny obliczeniowej

Zgodnie z koncepcją przedstawioną w rozdziale 3.1 (punkt 1. tamtejszych założeń), w całej domenie obliczeniowej wyróżnione zostały trzy główne grupy obszarów, które pozostają ze sobą w bezpośrednim kontakcie. To z kolei pozwala na zaaplikowanie mechanizmu sprzężonej wymiany ciepła między nimi, o którym wspomniano przy okazji omówienia modelu matematycznego (rozdział 3.2). Regiony te to kolejno:

- czynnik grzewczy,
- przegroda,
- ciecz kriogeniczna w stanie wrzenia.

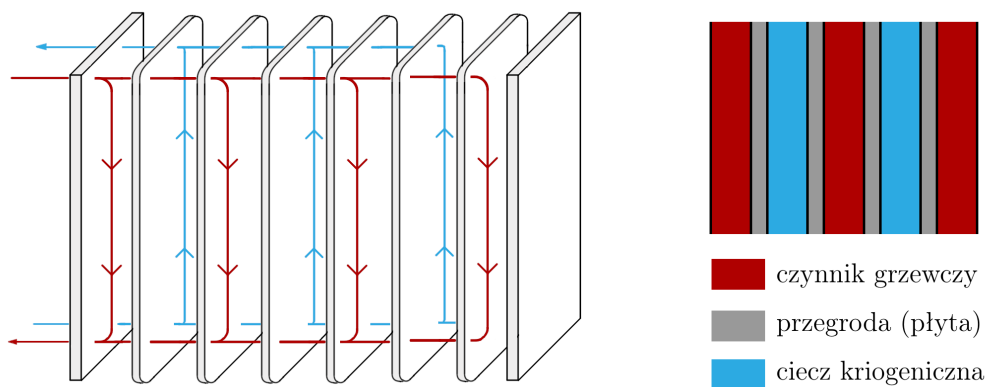
Charakterystyka każdego z tych obszarów jest uniwersalna, co pozwala na zastosowanie powyższego podziału niezależnie od rozpatrywanych mediów, materiałów czy też geometrii i rodzaju wymiennika. Z uwagi na prezentowane w rozprawie badania, w dalszej części opisu skupiono się przede wszystkim na zilustrowaniu i przedstawieniu tych obszarów w kontekście wymiennika płytowego oraz płaszczowo-rurowego.

Wymiennik płytowy

Głównym elementem konstrukcyjnym płytowych wymienników ciepła są cienkie płyty wykonane z materiałów o dobrych właściwościach przewodzenia ciepła, takich jak przykładowo stal nierdzewna. Typowy wymiennik płytowy

składa się z zestawu kilkudziesięciu takich płyt zamocowanych w specjalnej konstrukcji. Płyty mocowane są równoległe do siebie w odległości umożliwiającej przepływ płynu między nimi. Przestrzeń ta pomiędzy kolejnymi płytami tworzy kanały, przez które przepływają media chłodzące i podgrzewające. Same płyty nie są całkowicie płaskie, bowiem ich powierzchnia jest specjalnie kształtowana celem zwiększenia powierzchni wymiany ciepła i zintensyfikowania tego procesu.

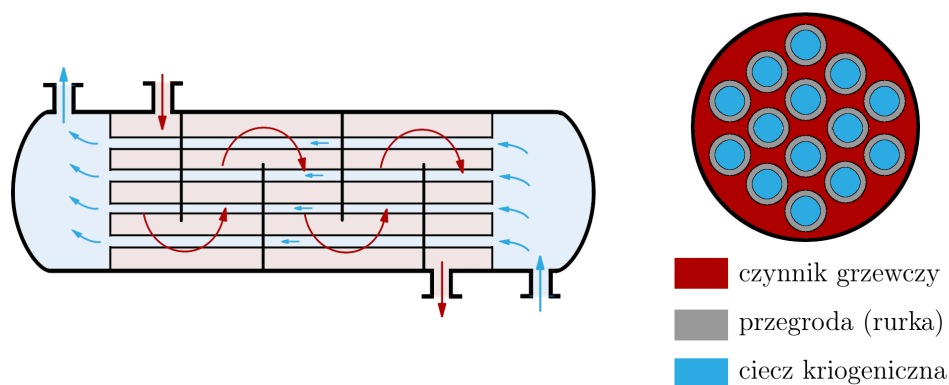
Przepływ w płytowym wymienniku ciepła może być zorganizowany na wiele sposobów, a wybór jednego z tych układów zależy będzie od wielu czynników spośród których wyróżnić można na przykład dopuszczalne spadki ciśnienia, czy też wymaganą wydajność cieplną. Niemniej pod kątem przygotowanego modelu, sam sposób zaaranżowania przepływów w wymienniku jest mniej istotny, a najważniejszym aspektem staje się fakt, iż zaobserwować możemy w nim naprzemienny układ kanałów, odpowiednio z czynnikiem o wyższej i niższej temperaturze, tak by możliwa była wymiana ciepła pomiędzy nimi. Przekładając to na perspektywę przygotowanego modelu i omawianą w tym miejscu kwestię podziału na regiony, to każdy kolejny kanał traktować można jako obszar, który jednoznacznie należy będzie do jednej z grup - czynnik grzewczy lub ciecz kriogeniczna. Z kolei płyta wymiennika, która ogranicza te obszary zaliczana będzie jako przegroda. Podział na wymienione grupy przedstawiony został schematycznie na rysunku 3.2.



Rysunek 3.2: Grupy regionów obliczeniowych wyróżnionych na podstawie przepływu przez kanały wymiennika płytowego.

Wymiennik płaszczowo-rurowy

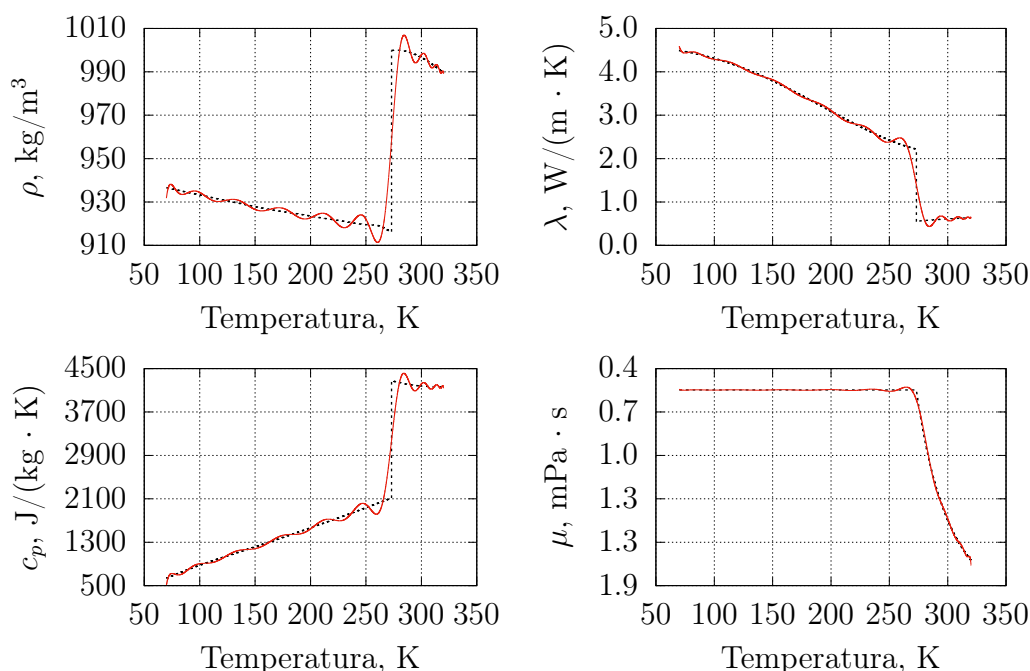
Być może najbardziej powszechnym rodzajem wymiennika ciepła w zastosowaniach przemysłowych jest wymiennik płaszczowo-rurowy. Wymiennik tego typu składa się z dwóch głównych elementów: płaszcza (który pełni funkcję zewnętrznej obudowy) oraz dużej liczby rur upakowanych w jego wnętrzu i rozmieszczonych równoległe do jego osi. Często w płaszczu umieszcza się także przegrody, których celem jest kierowanie przepływem płynu po stronie płaszcza, co zwiększa kontakt płynu z rurami i w konsekwencji efektywność wymiany ciepła, a dodatkowo pozwala utrzymać równomierną odległość między rurami. W rezultacie, konstrukcja płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła tworzy układ, w którym proces wymiany ciepła zachodzi, gdy jeden płyn przepływa wewnątrz rur (w prezentowanych rozważaniach będzie to ciecz kriogeniczna), podczas gdy drugi płyn (w tym przypadku medium grzewcze) przepływa po zewnętrznej ich stronie, w przestrzeni między rurami a płaszczem. Rolę separatora między płynami pełni tutaj ściana rurki. Schematyczne przedstawienie idei przepływów w tego typu wymienniku, wraz z podziałem na wymienione grupy pokazano na rysunku 3.3.



Rysunek 3.3: Grupy regionów obliczeniowych wyróżnionych na podstawie przepływu przez sekcję wymiennika płaszczowo-rurowego.

3.3.2 Właściwości termofizyczne zdefiniowanych obszarów obliczeniowych

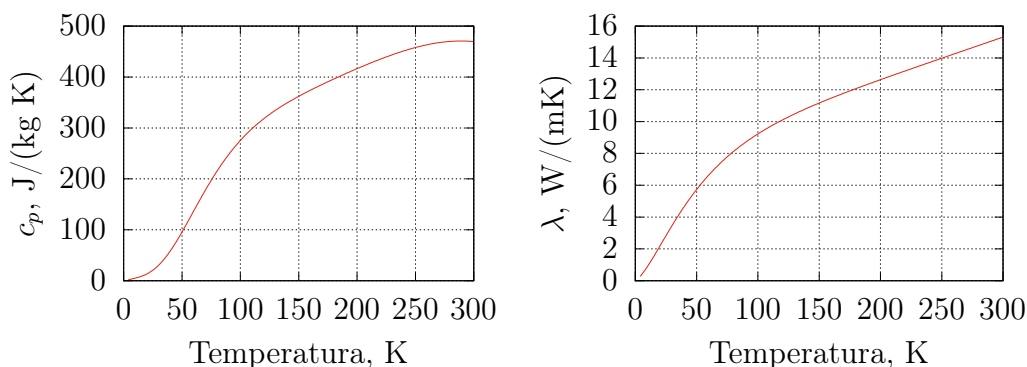
Właściwości płynu takie jak gęstość, lepkość, ciepło właściwe oraz przewodność cieplna są funkcją temperatury i w prowadzonych obliczeniach zależności te zdefiniowane zostały poprzez funkcje wielomianowe wysokiego rzędu, które uwzględniają skokową zmianę tychże parametrów w momencie zamrażania płynu [40], a jednocześnie zapewniają ciągłość funkcji. Na rysunku 3.4 na przykładzie wody przedstawiona została zmienność wybranych parametrów oraz aproksymująca je funkcja wielomianowa.



Rysunek 3.4: Właściwości termofizyczne (gęstość, przewodność cieplna, ciepło właściwe oraz lepkość dynamiczna) wody w zależności od temperatury [41, 42, 43] (przerywana czarna linia - wartości rzeczywiste, ciągła linia czerwona - przybliżenie wielomianowe).

Dla przypadku przegrody, we wszystkich prowadzonych badaniach zmianie nie ulegał materiał z jakiego była wykonana, a jedynie jej kształt (płyta bądź ściana rurki). W tym przypadku w założeniu była to stal nierdzewna 304 o właściwościach termicznych zaczerpniętych z [44]. Przewodność cieplna oraz

ciepło właściwe są w tym wypadku funkcją temperatury i w modelu wyrażono je w funkcji wielomianowej temperatury jak przedstawiono na rysunku 3.5).



Rysunek 3.5: Właściwości termofizyczne materiału przegrody - stal nierdzewna 304 (na podstawie [44]).

3.3.3 Reprezentacja zastępcza wrzenia czynnika kriogenicznego

Głównym punktem przedstawianego modelu numerycznego, będącym zarazem największą zmianą względem rzeczywistego przypadku jest traktowanie wrzącego czynnika kriogenicznego jako ciało stałe i przedstawienie go w symulacjach jako reprezentatywną ciekłą warstwę materiału o dostosowanej przewodności. W ten sposób pominięta zostaje część związana z przepływem dwufazowym w tym obszarze, co pozwala na uproszczenie obliczeń, pozostawiając jedynie część związaną z wymianą ciepła. Dzięki temu realizowany jest punkt 3. z założeń stawianych przed modelem.

Jednak wyzwanie jakie pojawia się dla zaproponowanego podejścia wiąże się z niemożliwością bezpośredniego zaaplikowania równań na współczynnik wnikania ciepła w takim modelu. Wraz ze zmianą charakteru obszaru z cieczi na ciało stałe, zmianie ulega również sposób w jaki obszar ten będzie wymieniał ciepło z przyległą do niego przegrodą. Mechanizm konwekcji cieplnej ulega zatem przekształceniu do formy przewodnictwa cieplnego i w związku z tym współczynnik wnikania ciepła zależy od różnicy temperatur (pomiędzy temperaturą wrzenia a temperaturą ściany) zostaje zastąpiony przez odpowiedni

współczynnik przewodności, który z kolei jest zależny od temperatury:

$$\alpha_{cryo} = f(\Delta T) \longrightarrow \lambda_{cryo} = f(T) \quad (3.12)$$

Ustalenie relacji, która pozwoliłaby na swobodne przejście pomiędzy współczynnikiem wnikania ciepła kriogenu α_{cryo} , a współczynnikiem przewodzenia ciepła dla nowo zdefiniowanego obszaru λ_{cryo} , bazuje na założeniu równości strumieni ciepła przekazywanych między obszarem wrzącej cieczy kriogenicznej, a ścianą płyty bądź wewnętrzną ścianą rurki:

$$\dot{Q}_{boil} = \dot{Q}_{cond} \quad (3.13)$$

W przypadku wrzenia i zachodzącego wówczas procesu wnikania ciepła, wartość strumienia ciepła wyrażona jest wzorem:

$$\dot{Q}_{boil} = \alpha_{cryo}(\Delta T) \cdot A \cdot \Delta T_{wall-cryo}, \quad (3.14)$$

w którym to A jest powierzchnią wymiany ciepła, a $T_{wall-cryo}$ różnicą pomiędzy temperaturą ścianki przegrody po stronie wrzącego kriogenu $T_{wall,cryo}$, a temperaturą wrzenia danej cieczy kriogenicznej T_{boil} :

$$T_{wall-cryo} = T_{wall,cryo} - T_{boil}. \quad (3.15)$$

Wzory (3.14) i (3.15) zapisane zostały w formie ważnej dla obydwu wariantów geometrycznych (ściana płyty lub wewnętrzna powierzchnia rurki). Z kolei dla przypadku przewodzenia ciepła, wzory na strumień przekazywanego ciepła należy rozróżnić względem geometrii - i tak, dla ścianki płaskiej wyrażony jest on jako:

$$\dot{Q}_{cond,wall} = A \cdot \frac{\int_{T_{cryo}}^{T_{wall}} \lambda_{cryo}(T) dT}{\delta_{cryo}}, \quad (3.16)$$

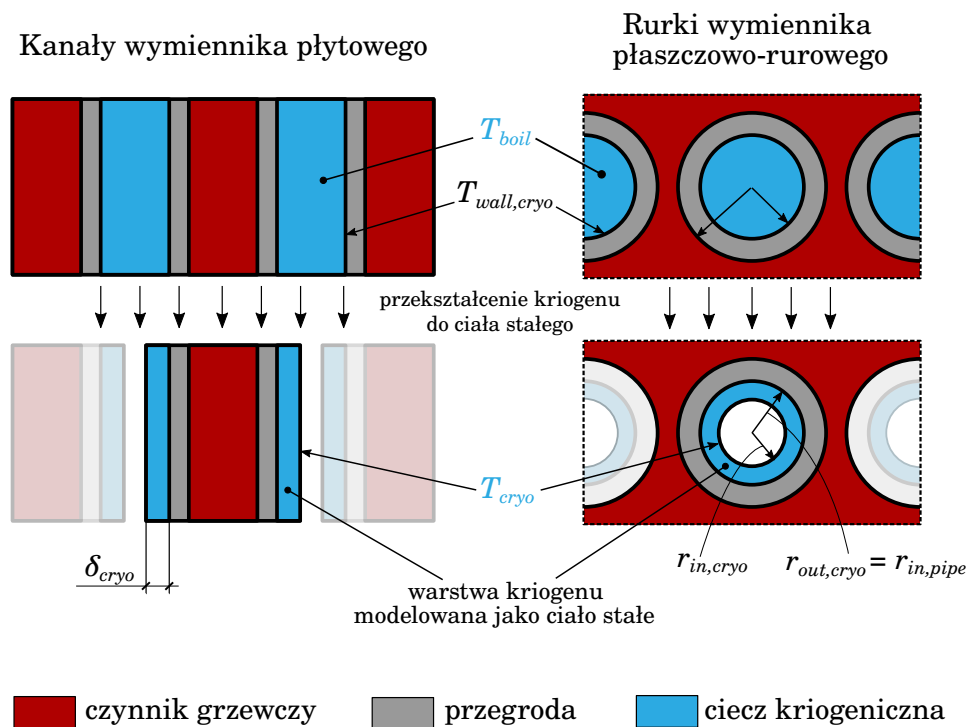
gdzie δ_{cryo} jest założoną grubością materiału, który reprezentuje kriogen jako ciało stałe. Dla przypadku przewodzenia przez przegrodę cylindryczną wzór ten przybiera z kolei postać:

$$\dot{Q}_{cond,pipe} = 2\pi L \cdot \frac{\int_{T_{cryo}}^{T_{wall}} \lambda_{cryo}(T) dT}{\ln\left(\frac{r_{out,cryo}}{r_{in,cryo}}\right)}, \quad (3.17)$$

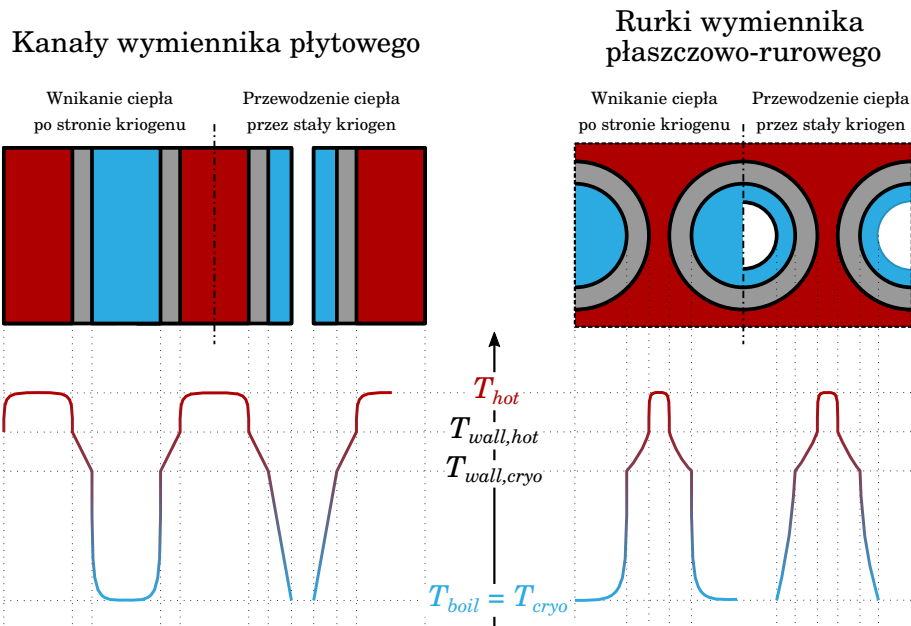
gdzie L oznacza długość rurki, a $r_{out,cryo}$ oraz $r_{in,cryo}$ są odpowiednio zewnętrznym i wewnętrznym promieniem utworzonej warstwy. W obu tych relacjach

wartość $\int_{T_{cryo}}^{T_{wall}} \lambda_{cryo}(T)dT$ obliczana jest między dwoma poziomami temperatur, odpowiednio T_{cryo} oraz T_{wall} . Zakłada się, iż wartość temperatury zadanej na utworzonej granicy warstwy kriogenu T_{cryo} jest równa temperaturze wrzenia tego czynnika, a temperatura T_{wall} odpowiada temperaturze ścianki przegrody od strony kriogenu $T_{wall,cryo}$. Z racji bezpośredniego kontaktu pomiędzy wewnętrzną powierzchnią rurek, a czynnikiem kriogenicznym założyć można równość wewnętrznego promienia rurki $r_{in,pipe}$ oraz zewnętrznego promienia regionu kriogenu (rysunek 3.6).

Proces przejścia z pierwotnego obszaru cieczy do warstwy materiału przedstawiony został schematycznie na rysunku 3.6. Dodatkowo rozkład temperatur między cieczą kriogeniczną wrzącą w temperaturze T_{cryo} , a czynnikiem grzewczym o temperaturze T_{hot} został schematycznie przedstawiony na rysunku 3.7, gdzie rozpatrywana koncepcja przekształcenia kriogenu do ciała stałego została zestawiona z przypadkiem wnikania ciepła.



Rysunek 3.6: Wizualizacja sposobu realizacji traktowania cieczy kriogenicznej jako ciekłą warstwę ciała stałego.



Rysunek 3.7: Porównanie rozkładu temperatur i ich lokalizacji między sytuacją z wnikaniem ciepła po stronie cieczy kriogenicznej oraz przewodzenia przez nią ciepła po przekształcenia jej do warstwy ciała stałego.

Wykorzystując zależność (3.13) i przyrównując ze sobą równania (3.14) - (3.17), a także przyjmując, że pole wymiany ciepła po wewnętrznej stronie rurki jest równe:

$$A = 2\pi L r_{in,pipe}, \quad (3.18)$$

otrzymujemy wówczas następującą zależność:

- dla ścianki płaskiej:

$$\int_{T_{cryo}}^{T_{wall}} \lambda_{cryo}(T) dT = \alpha_{cryo}(\Delta T) \cdot \Delta T_{wall-cryo} \cdot \delta_{cryo} \quad (3.19)$$

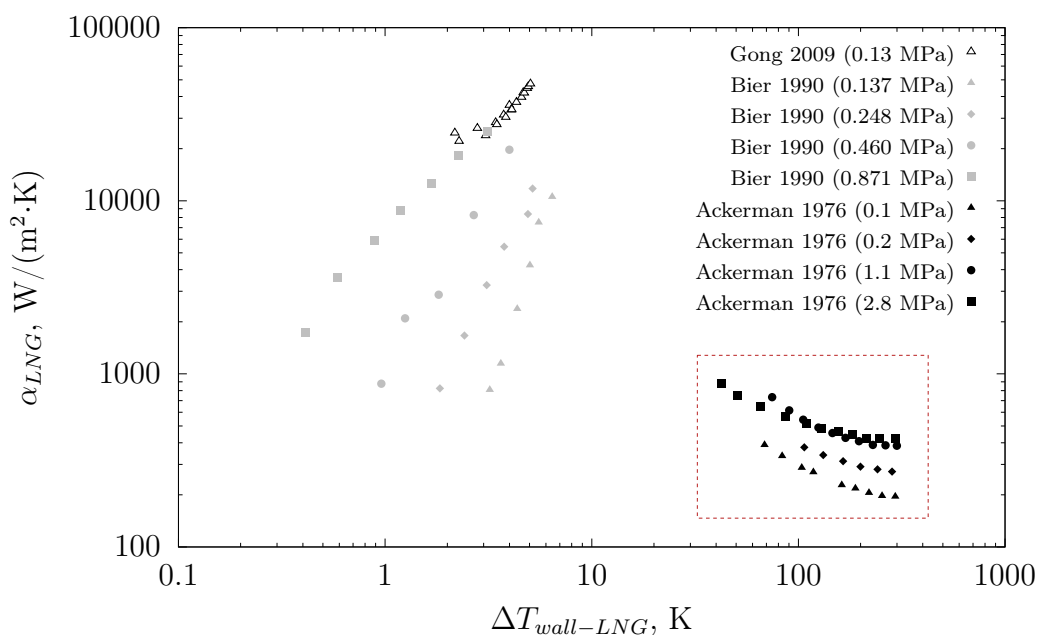
- dla przegrody cylindrycznej (rurek):

$$\int_{T_{cryo}}^{T_{wall}} \lambda_{cryo}(T) dT = \alpha_{cryo}(\Delta T) \cdot \Delta T_{wall-cryo} \cdot r_{out,cryo} \cdot \ln \left(\frac{r_{out,cryo}}{r_{in,cryo}} \right) \quad (3.20)$$

Aby móc prawidłowo wyznaczyć zależność na współczynnik przewodzenia ciepła $\lambda_{cryo}(T)$, kluczowa jest wiedza na temat zmienności współczynnika

wnikania ciepła w funkcji różnicy temperatur. Ta natomiast, o ile będzie prawidłowa, pozyskana może być w dowolnie wybrany przez badacza sposób. W przedkładanej pracy zastosowane zostały dwie różne koncepcje na otrzymanie wspomnianej zależności. Z uwagi na fakt, iż jedną z głównych motywacji do podjęcia tematyki pracy były zagadnienia związane ze skroplonym gazem ziemnym (LNG) i to właśnie modelowanie wrzenia tegoż czynnika jest uwzględniane w najbliższych rozdziałach, na tym przykładzie omówiony zostanie pierwszy ze sposobów otrzymania pożądanej charakterystyki.

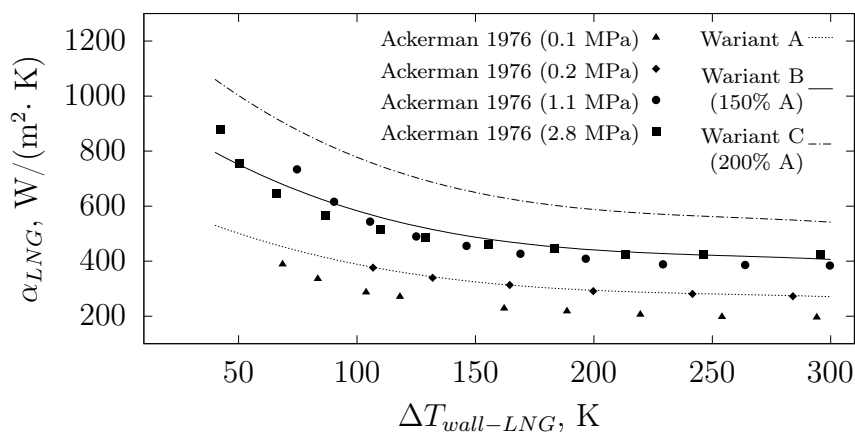
Metoda ta opera się na przeglądzie już istniejących prac badawczych, w których publikowano wyniki (będące przedmiotem zainteresowania) z przeprowadzonych eksperymentów. Dla przypadku wrzenia LNG wykorzystano raporty z prac [45, 46, 47], a zgromadzone na ich podstawie informacje zostały zebrane i porównane na rysunku 3.8, gdzie pokazana została zależność $\alpha_{LNG}(\Delta T)$ dla kilku poziomów ciśnienia wrzącego czynnika.



Rysunek 3.8: Eksperymentalne dane współczynników wnikania ciepła dla wrzącego LNG (na podstawie [45, 46, 47]).

Mając na uwadze praktyczny aspekt wykorzystania modelu, w analizie zakłada się, że różnica temperatury decydująca o współczynniku wymiany ciepła w procesie wrzenia LNG jest rzędu co najmniej kilkudziesięciu stopni,

co odpowiadać będzie reżimowi wrzenia błonowego. Warto zauważyć, że sytuacja ta znacząco różni się od typowych zastosowań w technologii ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji (HVAC - ang. *Heating, Ventilation, and Air Conditioning*), gdzie różnice temperatur są znacznie mniejsze i oczekiwany jest reżim wrzenia pęcherzykowego [40]. Z kolei jak wykazano w pracy, dla rozpatrywanego procesu regazyfikacji LNG, bardzo intensywna wymiana ciepła podczas wrzenia może prowadzić do zwiększenia ryzyka zamarzania nośnika ciepła. Obszar wyników wykorzystany do dalszych analiz został na wykresie 3.8 zaznaczony ramką, a także przedstawiony na osobnym wykresie 3.9.



Rysunek 3.9: Eksperymentalne dane dotyczące współczynników wnikania ciepła w procesie LNG dla różnych ciśnień podane w [45]. Linia A: wielomian aproksymujący wyniki dla ciśnienia 0.2 MPa, linie B oraz C powiększone są względem linii A o odpowiednio 50% i 100%.

Celem pozyskania ciągłej, a nie jedynie punktowej charakterystyki, dane odnoszące się do wrzenia błonowego zareportowane w [45] zostały przybliżone wielomianem stopnia trzeciego 3.9. Jak podają badania, wartość współczynnika wnikania ciepła jest składową wielu czynników takich jak: szorstkość powierzchni [48], reżim przepływu [49, 50, 51] oraz orientacja powierzchni wrzenia [52, 53, 54]. Biorąc pod uwagę dodatkowy wpływ ewentualnej zmiany współczynnika wymiany ciepła podczas wrzenia, niniejsza analiza uwzględnia trzy odrębne warianty oznaczone na wykresie 3.9 odpowiednio jako A, B oraz C. Podstawę stanowi w tym wypadku wariant A, który odwołuje się do danych eksperymentalnych przy ciśnieniu 0.2 MPa. Otrzymana w tym

przypadku zależność ma postać:

$$\alpha_{LNG,A} = -2.017 \cdot 10^{-5} \Delta T^3 + 1.569 \cdot 10^{-2} \Delta T^2 - 4.244 \Delta T + 676.5 \quad (3.21)$$

Warianty B oraz C stanowią z kolei odwzorowanie możliwego do wystąpienia wzrostu wartości współczynnika pod wpływem któregoś z czynników. Wartości te są większe odpowiednio o 50% i o 100% względem wariantu A. Zauważyć można, że przy tym założeniu, wariant B dobrze koreluje z danymi dla ciśnień 1.1 oraz 2.8 MPa.

Finalnie korzystając z równań (3.21) oraz (3.19) dla przegrody płaskiej, a także zakładając wielomianowy charakter równania na przewodność cieplną w funkcji temperatury otrzymujemy równość:

$$\int_{T_{LNG}}^{T_{wall}} A T^3 + B T^2 + C T + D dT = \delta_{LNG} \alpha_{LNG}(\Delta T) \Delta T_{wall-LNG} \quad (3.22)$$

Temperatura wrzenia LNG w największym stopniu zależy od ciśnienia, pod którym jest on przechowywany lub transportowany. Dodatkowy wpływ może mieć również skład gazu ziemnego, który uległ skropleniu. Głównym składnikiem jest w tym wypadku metan, którego udział objętościowy kształtuje się na ogół na poziomie 80-99% [55] i dla którego temperatura wrzenia w warunkach normalnych wynosi 111.6 K (-161.55°C) [10]. Jednak uwzględniając przede wszystkim wpływ ciśnienia, temperatura wrzenia LNG będzie kształtować się w granicach 112–160 K [40], przy czym na potrzeby obliczeń w pracy przyjęto stałą wartość $T_{LNG} = 122$ K. Zakładając do tego grubość warstwy δ_{LNG} równą 2 mm można uzyskać rozwiązanie w postaci:

$$(A, B, C, D)_A = (-1.613 \cdot 10^{-7}, 1.532 \cdot 10^{-4}, -0.0472, 5.119), \quad (3.23)$$

zatem:

$$\lambda_{LNG,A}(T) = -1.613 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 1.532 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 0.0472 \cdot T + 5.119 \quad (3.24)$$

ROZDZIAŁ 4

WIELOWARIANTOWE BADANIA NA PRZYKŁADZIE PRZEPŁYWU PRZEZ KANAŁ

Dysponując modelem opisanym w rozdziale 3, dalsze prace związane są głównie z jego praktycznym wykorzystaniem na drodze obliczeń numerycznych, zarówno w różnych konfiguracjach geometrycznych jak i pod względem zmienionych warunków brzegowych. W tym rozdziale, analizie podlega przykład przepływu czynnika grzewczego (wody) przez wąski, prostokątny kanał odseparowany płytami od wrzącego LNG.

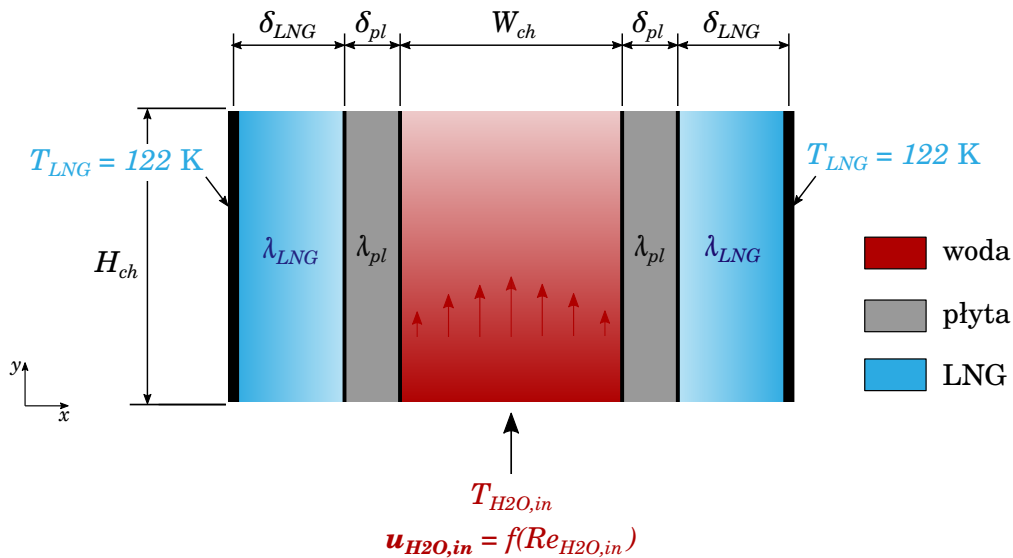
Niewątpliwie jednym z głównych celów badań wykonanych na tej geometrii było wdrożenie oraz sprawdzenie funkcjonalności jakie daje zaproponowany model wrzenia cieczy kriogenicznej oraz model zamarzania czynnika grzewczego. Wariant ten wykorzystany został również do przeprowadzenia studium nad wpływem zagęszczenia siatki celem doboru optymalnej jej wielkości w kolejnych obliczeniach, a także do zestawienia otrzymanych na drodze numeryki rezultatów z wynikami obliczeń analitycznych. Dokonano również sprawdzenia jak parametry takie jak temperatura wlotowa wody, jej prędkość czy też warunki wymiany ciepła po stronie LNG przekładają się na możliwą do powstania grubość warstwy lodu.

4.1 Opis przypadku

Przedmiotem badań rozpatrywanych w tym rozdziale jest przepływ wody, stanowiącej nośnik ciepła, przez pojedynczy, wąski kanał o przekroju prostokątnym. Kanał ten oddzielony jest z obu stron płytami od wrzącej cieczy

kriogenicznej jaką jest LNG. Jak wskazano w pracach [56, 57, 58, 59], taka uproszczona koncepcja geometrii może służyć do reprezentowania kanału przepływowego w wymienniku płytowym. Wymaga to jednak wprowadzenia dodatkowych modyfikacji w postaci przegród zarówno na wlocie do kanału, jego wylocie oraz równomiernie na całej jego wysokości. Omawiany przypadek nie miał jednak na celu bezpośrednio odwoływać się do rzeczywistego wymiennika płytowego i jego kanałów przepływowych, a stanowił jedynie inspirację do testów.

Pierwszym etapem prac było zdefiniowanie obszaru obliczeniowego przeznaczonego do wielowariantowych badań skupionych wokół wpływu poszczególnych parametrów symulacji na jej wyniki. Zgodnie z wykorzystywanym modelem numerycznym oraz w nawiązaniu do kontekstu wymiennika płytowego, dla którego koncept organizacji przestrzeni obliczeniowej przedstawiono na rysunkach 3.2 oraz 3.6, zdecydowano się podzielić domenę obliczeniową w sposób zaprezentowany na rysunku 4.1. Z kolei najważniejsze wymiary takie jak szerokość i wysokość kanału oraz grubość poszczególnych regionów zebrane zostały w tabeli 4.1.



Rysunek 4.1: Organizacja przestrzeni obliczeniowej dla symulacji przepływu wody przez kanał odseparowany płytami od wrzącego LNG.

Obowiązuje tutaj podział na trzy grupy regionów, z których obszar

Tabela 4.1: Dane geometryczne kanału wykorzystanego w badaniach nad wpływem zagęszczenia siatki oraz parametrów symulacji.

Wysokość kanału (H_{ch})	250 mm
Szerokość kanału (W_{ch})	4 mm
Grubość płyty (δ_{pl})	1 mm
Szerokość płyty (wymiar wgłęb) (W_{pl})	102 mm
Grubość warstwy LNG (przyjęto $\delta_{LNG} = 0.5 \times W_{ch}$)	2 mm

wody traktowany jest jako przepływ płynu, natomiast dwa pozostałe, czyli płyty oraz LNG, modelowane są jako ciała stałe. Z uwagi na fakt, iż grubość warstwy LNG wynosi 2 mm, a założona temperatura wrzenia zadawana w tym wypadku na zewnętrznych powierzchniach 122 K, jego przewodność cieplna w podstawowym wariantcie opisana jest zgodnie z wcześniej wyznaczoną zależnością (3.24). Dla materiału płyty (stal nierdzewna) użyte zostały właściwości przedstawione na wykresie 3.5.

Prowadzone obliczenia miały na celu sprawdzenie jaki wpływ na wymianę ciepła oraz formowanie się warstwy lodu mają między innymi zadana liczba Reynoldsa bądź temperatura wody na wlocie. Parametry te zadawane są w formie warunku brzegowego na wlocie do kanału i wraz z kolejnymi badaniami ulegały zmianom, dlatego też rozpatrywane na danym etapie warianty zostaną przedstawione w kolejnych podrozdziałach.

4.2 Analiza wpływu zagęszczenia siatki

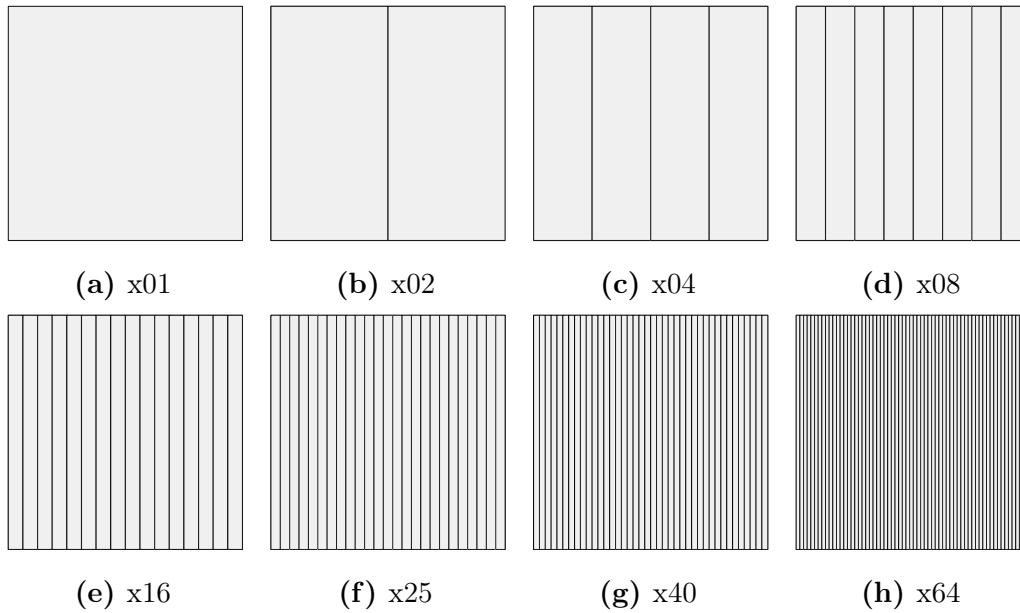
Jednym z podstawowych zagadnień w procesie obliczeń numerycznych jest optymalizacja zagęszczenia siatki obliczeniowej, gdyż w symulacjach CFD jest to kluczowy element, wpływający na jakość uzyskiwanych wyników. Celem tej optymalizacji jest uzyskanie równowagi pomiędzy precyzją wyników, a efektywnością obliczeniową, dlatego przed rozpoczęciem głównego zestawu obliczeń (zaplanowanych do wykonania nie tylko w ramach tego rozdziału, ale i reszty pracy) przeprowadzono analizę niezależności wyników symulacji od gęstości siatki numerycznej.

4.2.1 Metodologia optymalizacji zagęszczenia siatki

W procesie wyznaczenia optymalnego rozmiaru komórki siatki obliczeniowej skupiono się przede wszystkim na rozmiarze tejże komórki w kierunku prostopadłym do przepływu tj. w kierunku, w którym spodziewane jest narastanie warstwy lodu (kierunek x na rysunku 4.1. Zjawisko zamarzania wody wpływa również na zmianę obszaru, którym możliwy jest przepływ, dlatego też zrezygnowano z dodatkowego zagęszczania siatki przy ścianach kanału i w bieżących rozważaniach założono równomierne zagęszczenie komórek w kierunku poprzecznym. W tym celu, w oparciu o dane z rysunku 4.1 i tabeli 4.1, przygotowano serię siatek o różnym stopniu zagęszczenia komórek. Zostały one tutaj symbolicznie opisane poprzez liczbę komórek przypadających na jeden milimetr przestrzeni obliczeniowej w kierunku poziomym i oznaczone w konwencji xNN , gdzie NN oznacza właśnie wspomniany poziom zagęszczenia (dla przykładu $x16$ dotyczy siatki z 16 komórkami/mm). W analizie sprawdzone zostały wybrane warianty z zakresu od 1 do 64 komórek na milimetr. Fragmenty siatek, ilustrujące obszar obliczeniowy o wielkości $1\text{ mm} \times 1\text{ mm}$, na każdym z przygotowanych poziomów zagęszczenia przedstawiono na rysunku 4.2, natomiast dane na temat całkowitej liczby komórek oraz ich wielkościach charakterystycznych zebrano w tabeli 4.2

Tabela 4.2: Parametry wariantów siatek numerycznych wykorzystanych w analizie wpływu zagęszczania komórek.

Oznaczenie	Poziom zagęszczenia, komórki/mm	Liczba komórek	Rozmiar komórki wzdłuż osi x , mm
x01	1	2 500	1.0000
x02	2	5 000	0.5000
x04	4	10 000	0.2500
x08	8	20 000	0.1250
x16	16	40 000	0.0625
x25	25	62 500	0.0400
x40	40	100 000	0.0250
x64	64	160 000	0.0156



Rysunek 4.2: Obszar obliczeniowy o rozmiarze $1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$ przedstawiony w każdym z rozpatrywanych wariantów siatek użytych w procesie analizy wpływu ich zagęszczenia.

W kolejnym kroku wymagane jest przeprowadzenie serii symulacji numerycznych na siatkach zdefiniowanych zgodnie z każdym z przedstawionych wariantów, a następnie porównanie wyników, stanowiących o wartości każdej z tych symulacji. Oczekuje się, że wraz ze zwiększaniem poziomu zagęszczenia komórek, wyniki znajdą się w asymptotycznym obszarze zbieżności.

Ze względu na cieplno-przepływowy charakter symulowanych zjawisk oraz możliwe do wystąpienia zamarzanie wody, zdecydowano, że porównanie siatek dokona się w oparciu o następujące wielkości:

- całkowity strumień ciepła wymieniany między wodą, a LNG,
- całkowity udział lodu w całej objętości kanału,
- grubość warstwy lodu na dwóch różnych wysokościach kanału,
- czas trwania obliczeń.

Oceny siatek dokonano na podstawie wyników uzyskanych dla trzech różnych liczb Reynoldsa wody - $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$ oraz jednej ustalonej wartości temperatury wlotowej $T_{H_2O,in} = 290 \text{ K}$. Zmianom nie ulegał również wariant wrzenia LNG i zgodnie z nomenklaturą z rozdziału 3.3 i wykresem 3.9 była to opcja "A".

4.2.2 Analiza wpływu zagęszczenia siatki na precyzję uzyskiwanych wyników

Wyniki przeprowadzonych symulacji zostały poddane szczegółowej analizie pod kątem precyzji uzyskiwanych wyników ze względu na poziom zagęszczenia siatki numerycznej. Sprawdzeniu poddano między innymi uzyskiwane moce cieplne, całkowity udział lodu w objętości kanału, a także grubość jego warstwy na dwóch wysokościach - odpowiednio $y = 1/3H_{ch}$ oraz $y = 2/3H_{ch}$.

Moc cieplna

Pierwszy z parametrów - moc cieplna - obliczany był na podstawie parametrów wody na wlocie i wylocie kanału. Na podstawie bilansu cieplnego po stronie wody wartość ta wyrażona jest wzorem:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O,in} \cdot h_{H_2O,in} - \dot{m}_{H_2O,out} \cdot h_{H_2O,out}, \quad (4.1)$$

gdzie $\dot{m}_{H_2O,in}$ i $\dot{m}_{H_2O,out}$ są strumieniami masowymi wody odpowiednio na wlocie i wylocie, natomiast $h_{H_2O,in}$, $h_{H_2O,out}$ jej entalpią w tych miejscach. Należy wziąć po uwagę, iż w kontekście zamodelowanego zjawiska zamarzania wody, wypływ z kanału realizowany będzie wyłącznie częścią jego szerokości. Ewentualna warstwa lodu uniemożliwia również posługiwanie się wartością średnią. W związku z tym powyższe równanie zostało uszczegółowione do poziomu, w którym wartości strumienia oraz entalpii określone są osobno dla każdej komórki należącej do powierzchni wlotowej bądź wylotowej. Wówczas obowiązujący będzie zapis:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \sum_{i=1}^{N_{in}} \dot{m}_{H_2O,i} \cdot h_{H_2O,i} - \sum_{j=1}^{N_{out}} \dot{m}_{H_2O,j} \cdot h_{H_2O,j}, \quad (4.2)$$

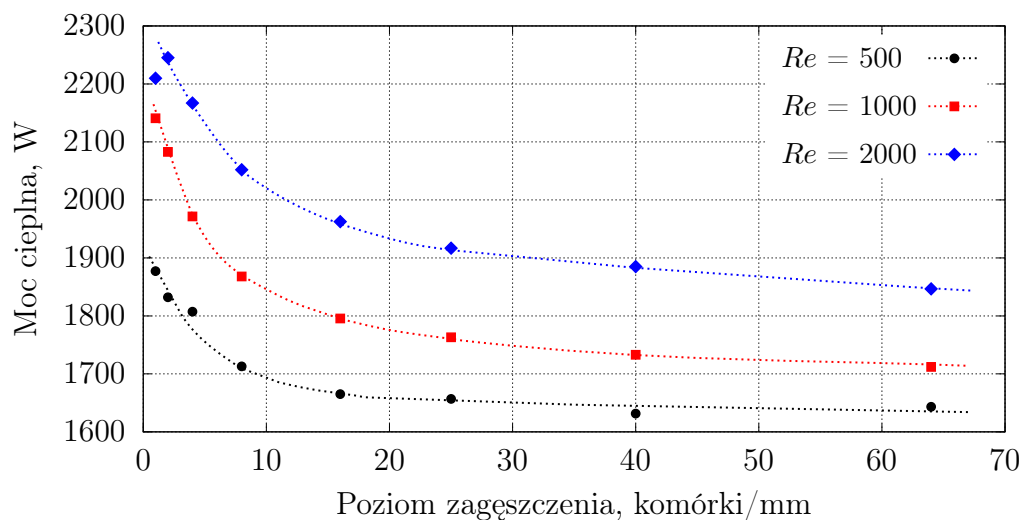
w którym wartości N_{in} , N_{out} odpowiadają liczbie komórek odpowiednio na wlocie i wylocie. Ponadto, dysponując wynikami dla wariantu z największym poziomem zagęszczenia komórek oraz traktując ten wynik jako wartość referencyjną, możliwe jest określenie błędów względnych każdego z wariantów zgodnie ze wzorem:

$$\frac{\Delta \dot{Q}_{H_2O,xNN-x64}}{\dot{Q}_{H_2O,x64}} = \frac{\dot{Q}_{H_2O,xNN} - \dot{Q}_{H_2O,x64}}{\dot{Q}_{H_2O,x64}} \quad (4.3)$$

Wyznaczone w ten sposób strumienie ciepła oraz błąd względny tych wartości dla danego wariantu względem najgęstszej siatki (x64) zostały zebrane i zaprezentowane w tabeli 4.3, a także przedstawione w formie graficznej na rysunku 4.3.

Tabela 4.3: Wyniki obliczeń mocy cieplnej (w watach) oraz błędy względem największego poziomu zagęszczenia otrzymane w toku analizy wpływu zagęszczenia siatki numerycznej dla przypadku przepływu przez pojedynczy kanał.

Poziom zagęszczenia	Liczba Reynoldsa		
	500	1000	2000
1	1877 (+14.2%)	2141 (25.0%)	2210 (19.7%)
2	1832 (+11.5%)	2083 (21.7%)	2245 (21.6%)
4	1807 (+9.98%)	1971 (15.2%)	2167 (17.4%)
8	1713 (+4.24%)	1868 (9.11%)	2052 (11.1%)
16	1665 (+1.32%)	1795 (4.88%)	1963 (6.28%)
25	1657 (+0.83%)	1763 (2.98%)	1917 (3.80%)
40	1632 (-0.71%)	1733 (1.23%)	1885 (2.07%)
64	1643 (0.00%)	1712 (0.00%)	1847 (0.00%)



Rysunek 4.3: Moc cieplna wyznaczona w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$.

Udział oraz grubość warstwy lodu

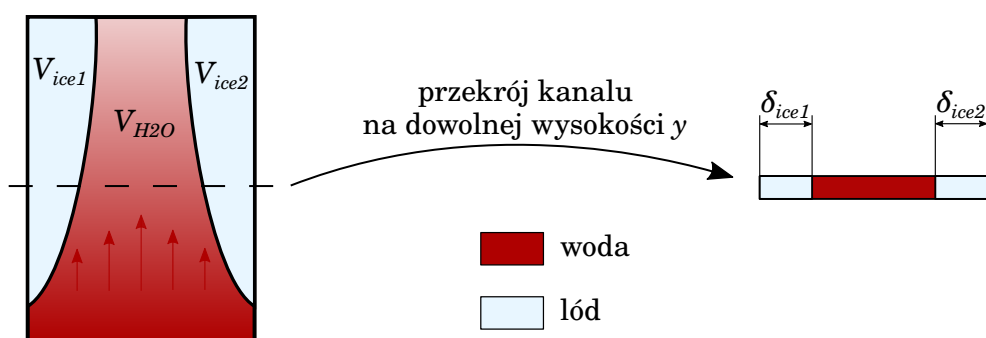
Kolejną grupę parametrów wykorzystaną w analizie gęstości siatek, stanowią metryki związane z wykształceniem się warstwy fazy stałej (lodu) wewnątrz kanału przepływu. Zgodnie z założeniami prac, ocenie poddane zostały tu parametry takie jak:

- całkowity udział lodu w objętości kanału - jest to stosunek objętości komórek, które w obliczeniach traktowane są jako lód (V_{ice}) do całej objętości kanału (V_{ch}) (zob. rysunek 4.4):

$$\frac{V_{ice}}{V_{ch}} = \frac{V_{ice1} + V_{ice2}}{V_{ice1} + V_{ice2} + V_{H2O}}, \quad (4.4)$$

- średnia grubość warstwy lodu na dwóch różnych wysokościach kanału - odpowiednio $y = 1/3H_{ch}$ oraz $y = 2/3H_{ch}$. Mając na uwadze, że warstwa lodu może powstawać po obu stronach kanału, a jej grubość po jednej i po drugiej stronie może się różnić, w tym miejscu wyznaczana jest wartość średnia (zob. rysunek 4.4):

$$\bar{\delta}_{ice,y} = \frac{\delta_{ice1,y} + \delta_{ice2,y}}{2}. \quad (4.5)$$



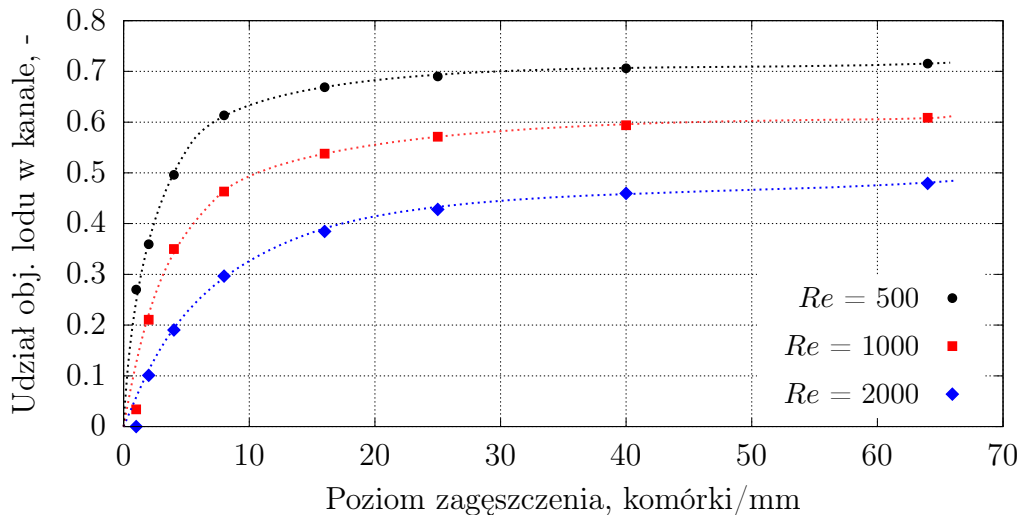
Rysunek 4.4: Schemat pomocniczy do przedstawienia sposobu wyznaczania udziału lodu w kanale oraz średniej grubości warstwy lodu na dowolnej wysokości.

Tabele 4.4 - 4.6 stanowią podsumowanie wyników analiz dotyczących tego etapu prac. Podobnie jak dla przypadku mocy cieplnej, zawarto tam również

informacje na temat błędu względnego wyznaczonego w odniesieniu do najgęstszej siatki (x64). Zmiany poszczególnych wartości udziału i grubości lodu zaobserwowane mogą być także na rysunku 4.5 (dla całkowitego udziału lodu w kanale) oraz 4.7 (grubości lodu na wysokościach $y = 1/3H_{ch}$ i $y = 2/3H_{ch}$).

Tabela 4.4: Udział objętościowy lodu w przestrzeni kanału przepływowego wyznaczony w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej. W nawiasach błąd względny w odniesieniu do siatki najgęstszej.

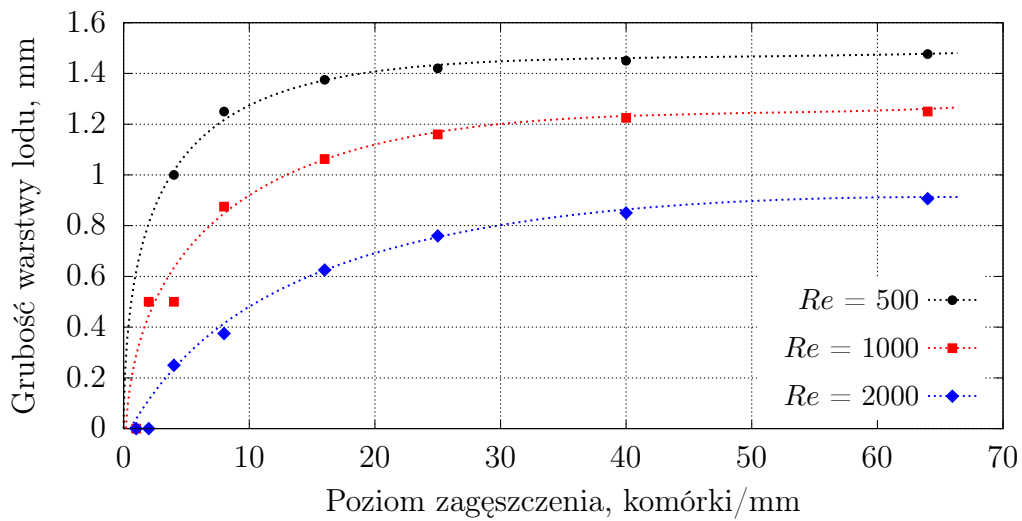
Poziom zagęszczenia	Liczba Reynoldsa		
	500	1000	2000
1	0.270 (-62.3%)	0.034 (-94.4%)	0.000 (-100%)
2	0.360 (-49.7%)	0.211 (-65.4%)	0.101 (-78.9%)
4	0.496 (-30.7%)	0.350 (-42.5%)	0.190 (-60.3%)
8	0.613 (-14.3%)	0.463 (-23.9%)	0.297 (-38.1%)
16	0.669 (-6.51%)	0.538 (-11.6%)	0.385 (-19.7%)
25	0.690 (-3.54%)	0.571 (-6.13%)	0.428 (-10.7%)
40	0.706 (-1.29%)	0.594 (-2.41%)	0.459 (-4.13%)
64	0.715 (0.00%)	0.609 (0.00%)	0.479 (0.00%)



Rysunek 4.5: Udział objętościowy lodu w przestrzeni kanału przepływowego wyznaczony w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$.

Tabela 4.5: Pomiary średniej grubości warstwy lodu na 2/3 wysokości kanału. Wartości podane w milimetrach.

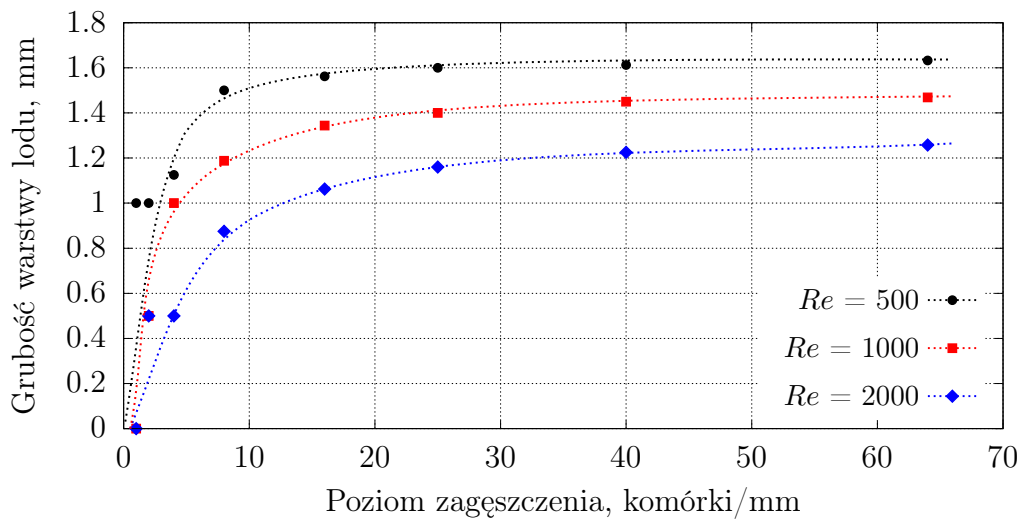
Poziom zagęszczenia	Liczba Reynoldsa		
	500	1000	2000
1	0.000 (-100%)	0.000 (-100%)	0.000 (-100%)
2	0.500 (-66.1%)	0.500 (-60.0%)	0.000 (-100%)
4	1.000 (-32.3%)	0.500 (-60.0%)	0.250 (-72.4%)
8	1.250 (-15.3%)	0.875 (-30.0%)	0.375 (-58.6%)
16	1.375 (-6.88%)	1.063 (-15.0%)	0.625 (-31.0%)
25	1.420 (-3.83%)	1.160 (-7.20%)	0.760 (-16.1%)
40	1.450 (-1.80%)	1.225 (-2.00%)	0.850 (-6.21%)
64	1.477 (0.00%)	1.250 (0.00%)	0.906 (0.00%)



Rysunek 4.6: Średnia grubość warstwy lodu wyznaczona w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej - pomiar na 1/3 wysokości kanału. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$.

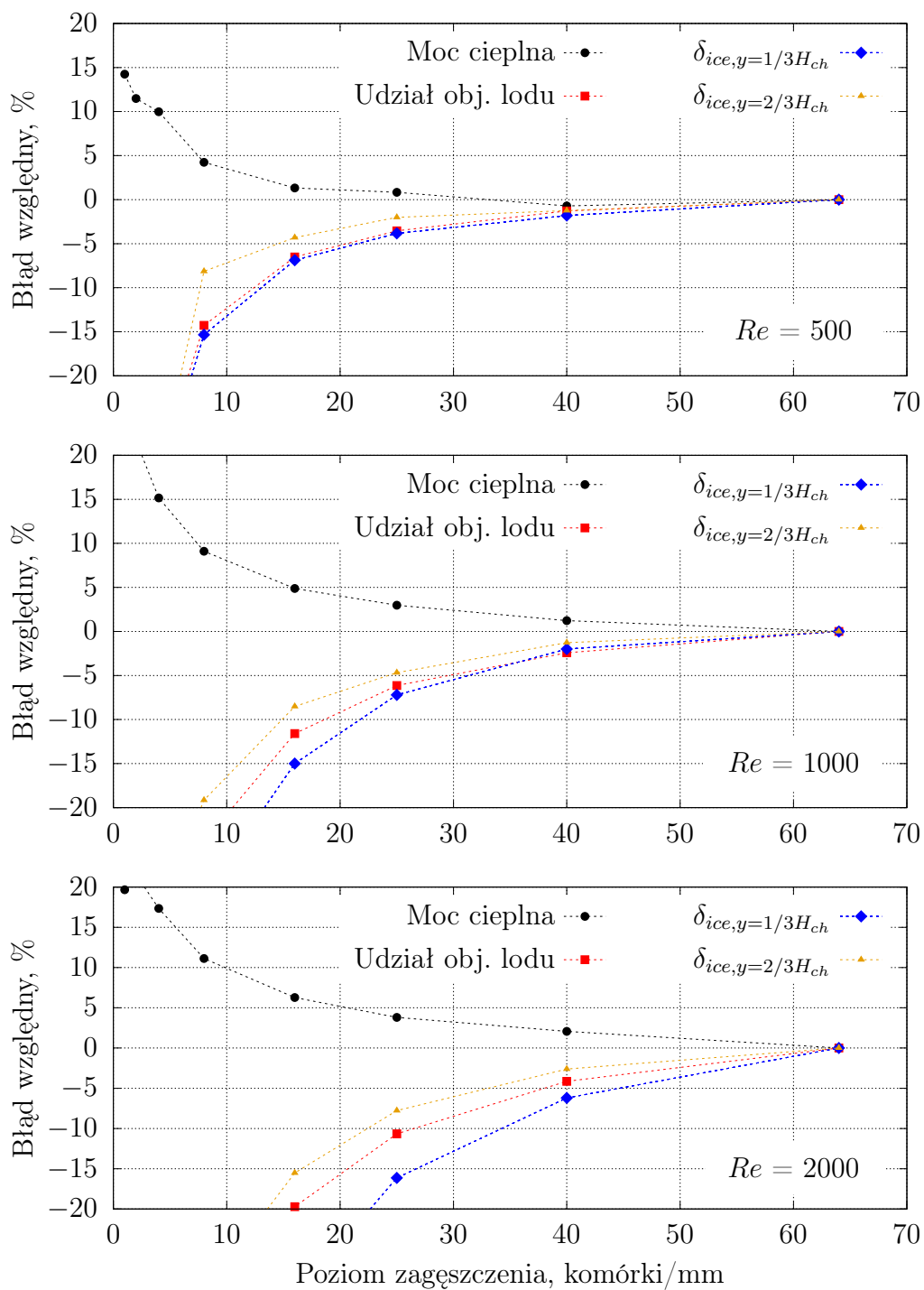
Tabela 4.6: Pomiary średniej grubości warstwy lodu na 2/3 wysokości kanału. Wartości podane w milimetrach.

Poziom zagęszczenia	Liczba Reynoldsa		
	500	1000	2000
1	1.000 (-38.8%)	0.000 (-100%)	0.000 (-100%)
2	1.000 (-38.8%)	0.500 (-66.0%)	0.500 (-60.2%)
4	1.125 (-31.1%)	1.000 (-31.9%)	0.500 (-60.2%)
8	1.500 (-8.13%)	1.188 (-19.1%)	0.875 (-30.4%)
16	1.563 (-4.31%)	1.344 (-8.51%)	1.063 (-15.5%)
25	1.600 (-2.01%)	1.400 (-4.68%)	1.160 (-7.78%)
40	1.613 (-1.24%)	1.450 (-1.28%)	1.225 (-2.61%)
64	1.633 (0.00%)	1.469 (0.00%)	1.258 (0.00%)



Rysunek 4.7: Średnia grubość warstwy lodu wyznaczona w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej - pomiar na 2/3 wysokości kanału. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$.

Dodatkowo celem bezpośredniego porównania wyników z różnych metryk, wartości błędów względnych zaprezentowanych do tej pory w tabelach 4.3 - 4.6, zostały zebrane i przedstawione również w formie wykresów na rysunku 4.8, osobno dla każdej z rozważanych liczb Reynoldsa.



Rysunek 4.8: Błędy względne.

4.2.3 Wpływ zagęszczania siatki na czas obliczeń

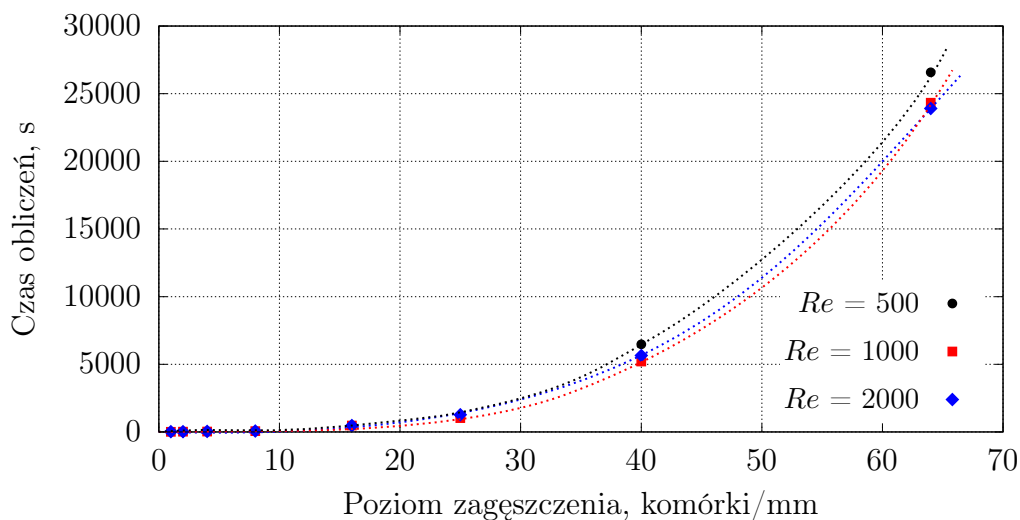
Poza zachowaniem precyzji wyników, optymalne zagęszczenie siatki powinno uwzględniać również efektywność obliczeniową, dlatego kolejnym aspektem prowadzonego badania było sprawdzenie jak zagęszczenie siatki przekłada się na czasy trwania prowadzonych obliczeń. Przeprowadzona została zatem analiza kosztów obliczeniowych w zależności od zaproponowanych poziomów zagęszczenia siatki, a jej wyniki zebrano w tabeli 4.7 i przedstawiono na rysunku 4.9. Podane tam czasy odnoszą się jedynie do części obliczeniowej wykorzystującej solver *chtMultiRegionFoam* pomijając tym samym etapy pre- i post-processingu.

Tabela 4.7: Czasy trwania pojedynczych symulacji (wyrażone w sekundach) dla poszczególnych liczb Reynoldsa oraz poziomu zagęszczenia siatek.

Poziom zagęszczenia	Liczba Reynoldsa		
	500	1000	2000
1	8	14	16
2	15	20	23
4	30	31	42
8	47	61	73
16	473	478	476
25	1203	1026	1274
40	6477	5205	5651
64	26579	24331	23912

4.2.4 Podsumowanie

Na podstawie wyników przeprowadzonej analizy ustalono, iż zwłaszcza pod kątem jakości wyników, optymalne zagęszczenie siatki zależne jest od parametru, jakim była liczba Reynoldsa na wlocie do kanału. Widać to zwłaszcza na rysunku 4.8, gdzie przykładowo dokładność na poziomie poniżej 5% błędu osiąga się w przypadku $Re = 500$ już przy zagęszczeniu około 20 komórek na milimetr, podczas gdy dla największej sprawdzanej liczby Reynoldsa równej 2000, błąd przy tym zagęszczeniu przewyższa 20% i aby uzyskać podobną dokładność wymagane jest zagęszczenie około 40 komórek na milimetr. Niemniej



Rysunek 4.9: Czasy obliczeń pojedynczych symulacji ze względu na poziom zagęszczenia siatki oraz liczbę Reynoldsa.

w każdym przypadku oraz dla każdej sprawdzanej metryki można zaobserwować asymptotyczne zbieganie osiąganych wartości, co umożliwi dobór siatki spośród zaproponowanych.

Warto zwrócić także uwagę na to jaki charakter mają błędy w przypadku niewystarczającego rozmiaru siatki. Otrzymywane rezultaty mocy cieplnej są w tych przypadkach zawyżone względem faktycznej wartości, podczas gdy parametry związane z powstawaniem lodu pozostają zdecydowanie zaniżone, dlatego dla poprawności dalszych prac to głównie na ich podstawie powinien zostać uzależniony wybór docelowej siatki. Rozbieżności na przestrzeni różnych siatek potwierdzają natomiast potrzebę prowadzenia tego typu analiz, jako jednego z pierwszych kroków badań numerycznych.

Uwzględniając dodatkowo efektywność obliczeniową reprezentowaną w postaci czasów wykonania każdego z wariantów, spostrzeżono wyraźny wzrost tych wartości dla najgęstszych siatek. Nie dostrzeżono natomiast żadnego znaczącego wpływu prędkości przepływu wody, wynikającej z różnych liczb Reynoldsa na wymagane czasy. Ostatecznie ustalono, iż optymalnym rozwiązaniem łączącym w sobie precyzję wyników oraz akceptowalny czas wykonania obliczeń, jest siatka z zagęszczeniem na poziomie **40 komórek/mm** i to ona zostanie wykorzystana w kolejnych badaniach.

4.3 Badania wpływu warunków przepływu na tworzenie się warstwy lodu

W trakcie badań nad wpływem zagęszczenia siatki dostrzeżono, co może wydać się oczywiste, że dla różnych liczb Reynoldsa wody, uformowana warstwa lodu posiadała różną grubość. Czynnikiem, które także mogą mieć wpływ na tą wartość jest więcej i poza rozszerzeniem zakresu zmian strumienia przepływu, postanowiono również zweryfikować czynniki takie jak temperatura wlotowa wody do kanału oraz warunki wrzenia po stronie LNG. Zagadnienie to wydaje się szczególnie interesujące z punktu widzenia możliwego do zaistnienia przypadku, w którym pewne konfiguracje parametrów doprowadzą do sytuacji, w której lód zajmie całą szerokość kanału, blokując tym samym przepływ.

Kolejne testy w tym zakresie toczyły się z wykorzystaniem przestrzeni obliczeniowej opisanej na początku tego rozdziału (zob. 4.1) oraz siatki numerycznej wybranej w części 4.2.

4.3.1 Liczba Reynoldsa

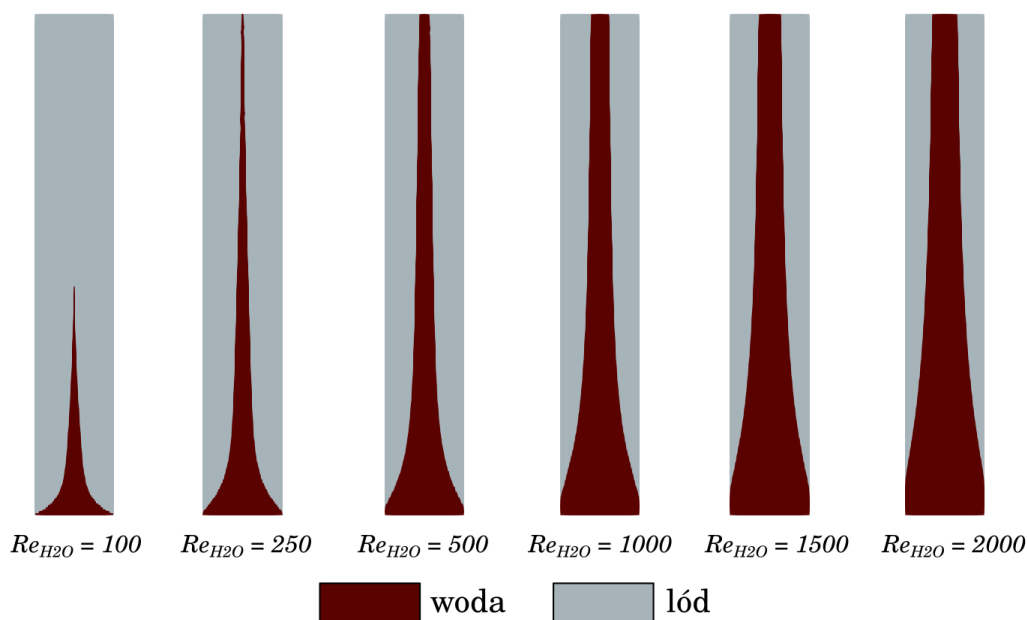
W pracach nad niezależnością wyników od gęstości siatki obliczeniowej posłużono się trzema różnymi liczbami Reynoldsa (500, 1000, 2000). Tutaj zakres ten postanowiono rozszerzyć, przy czym mając na uwadze wnioski płynące z tamtejszej analizy, gdzie symulacje z wyższą liczbą Reynoldsa odznaczały się wyższym błędem dla danego wariantu siatki, postanowiono utrzymać największą sprawdzaną wartość na poziomie 2000, oraz jedynie przesunąć dolną granicę sprawdzanych warunków. Ostatecznie do testów wybrano sześć różnych liczb Reynoldsa z zakresu od 100 do 2000. Dokładnie są to liczby: 100, 250, 500, 1000, 1500, 2000.

Liczba Reynoldsa wyraża stosunek sił bezwładności do sił lepkości w danym przepływie oraz pozwala ocenić jego charakter na podstawie głównych parametrów:

$$Re = \frac{u \cdot D_h}{\nu} \quad (4.6)$$

gdzie u jest prędkością przepływu, D_h charakterystycznym wymiarem liniowym (średnica hydrauliczna), a ν współczynnikiem lepkości kinematycznej danego czynnika. Na podstawie powyższej zależności wyznaczono prędkości zadawane na wlocie do kanału $\mathbf{u}_{\text{H}_2\text{O},\text{in}}$ (rysunek 4.1).

Przykładowe wizualizacje uformowanej warstwy lodu w kanale o wysokości 25 cm dla rozpatrywanych przypadków zostały przedstawione na rysunku 4.10. Można zauważyć, że dla najniższej ze sprawdzanych liczb Reynolds ($Re_{H_2O} = 100$) doszło do sytuacji, w której lód w górnej części kanału zajął całą jego szerokość, blokując tym samym przepływ wody. Niemal do podobnej sytuacji doszło także dla $Re_{H_2O} = 250$. Tam jednak cienka struga przepływu utrzymała się aż do samego wylotu, niemniej jest to pewnego rodzaju przypadek graniczny i niepożądany. Dalej wraz ze wzrostem wartości przepływu, widać malejący udział powstałej warstwy lodu.



Rysunek 4.10: Udział lodu w 25 cm kanale dla różnych liczb Reynoldsa $Re_{H_2O,in}$, wariantu A wrzenia LNG oraz temperatury 290 K na wlocie.

Mając na uwadze, iż rozpatrywany przepływ przez kanał może stanowić pewnego rodzaju uproszczenie kanału przepływowego wymiennika płytowego [56, 57], to właśnie w tym kontekście, badanie wpływu liczby Reynoldsa na zamrażanie czynnika ma dodatkowy, interesujący charakter. Często obserwowaną pojawiającą się w pracach dotyczących tego rodzaju wymiennika, zarówno dla przypadków przepływu bez zmiany fazy [60, 61, 62, 63] jak również dla skraplaczy [64, 65, 66] i parowaczy [67, 68, 69, 70], jest niekorzystne zjawisko nierównomiernego rozkładu przepływu czynnika w kanałach wymiennika

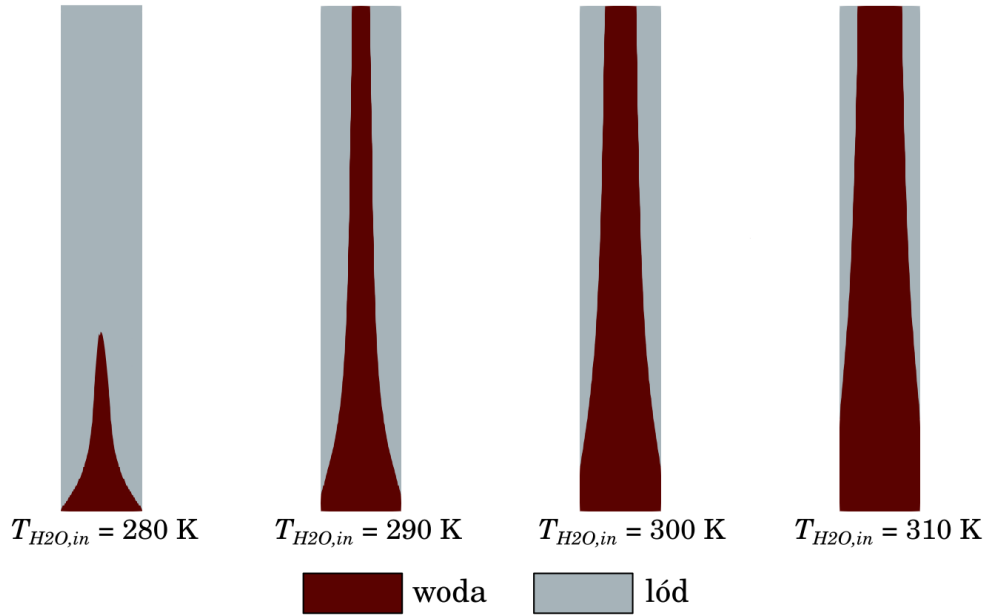
(ang. *flow maldistribution*). Efekt ten został poddany badaniu między innymi w pracy [56], gdzie cała geometria wymiennika ciepła została oparta na uproszczonym modelu dwuwymiarowym i przedstawiona w formie kilkudziesięciu połączonych ze sobą prostych kanałów. Rozważane są tam zarówno kanały bez jakichkolwiek dodatkowych modyfikacji (analogiczne do przedmiotu tutejszych rozważań), jak również wzbogacone o dodatkowe przegrody mające zapewnić lepsze odwzorowanie względem rzeczywistego wymiennika płytowego. Zjawisko nierównomiernego rozdziału strumienia zaobserwowano tam w obu wariantach, przy czym skala tego problemu była dużo większa w opcji bez modyfikacji i w zależności od liczb Reynoldsa, kanałami znajdującymi się bliżej wlotu przepływało nawet do 10 razy więcej strumienia, aniżeli w przypadku jego równomiernej dystrybucji.

W odniesieniu do tutejszych rozważań, niższe wartości przepływów w dalszych częściach wymiennika, mogłyby powodować nawet całkowite zamarzanie tych kanałów, przez co nie cała powierzchnia wymiennika byłaby efektywnie wykorzystywana do regazyfikacji cieczy kriogenicznej.

4.3.2 Temperatura wlotowa

Kolejny sprawdzany w prowadzonej analizie parametr to wpływ temperatury wody na wlocie. Jednym ze sposobów realizacji regazyfikacji w terminalach LNG jest wykorzystanie technologii ORV (ang. *Open Rack Vaporizers*), w której to LNG doprowadzany jest do stanu gazowego przy użyciu wody morskiej, a ta w zależności od warunków klimatycznych będzie charakteryzować się różną temperaturą. W rozważaniach wzięto pod uwagę następujące wartości temperatury wlotowej wody: 280, 290, 300 oraz 310 K. Uniezależniając wyniki od pozostałych parametrów symulację przeprowadzono dla stałej liczby Reynoldsa równej 1000, oraz bazowych warunków wrzenia symbolicznie oznaczonych wcześniej jako "A". Niezmieniona pozostała również długość kanału. Wizualizacje uformowanej w takich warunkach warstwy lodu przedstawione zostały na rysunku 4.11.

W rozpatrywanym przykładzie doszło do całkowitego zamarznięcia w kanale dla przypadku z najniższą temperaturą wlotową równą 280 K, czyli około 7°C. Ponadto widać silną zależność pomiędzy zadaną temperaturą wlotową, a poziomem wykształconego lodu. Wynik ten w pewnym stopniu pokazuje także ograniczenia technologii ORV, której możliwość wykorzysta-



Rysunek 4.11: Udział lodu w 25 cm kanale dla różnych temperatur wlotowych wody $T_{H_2O,in}$, wariantu A wrzenia LNG oraz $Re_{H_2O,in} = 1000$.

nia będzie zależeć od warunków klimatycznych, gdyż zwłaszcza w okresach jesienno-zimowych istniałoby realne ryzyko zamarzania wody w stosowanych urządzeniach.

4.3.3 Warunki wrzenia

Ostatni z weryfikowanych tutaj czynników to wpływ warunków wrzenia. Jak podkreślono w rozdziale 3.3.3, współczynnik wnikania ciepła będzie zależał od wielu czynników. Do tej pory stosowany był jedynie wariant podstawowy "A", w którym zależność od temperatury opisana została wzorem (3.21) i przedstawiona na wykresie 3.9. Pokazane zostały tam również pozostałe dwa warianty tego współczynnika, będące podniesieniem wartości z wariantu A o odpowiednio 50% (wariant B) oraz o 100% (wariant C):

$$\alpha_{LNG,B} = 1.5 \cdot \alpha_{LNG,A}, \quad (4.7)$$

$$\alpha_{LNG,C} = 2.0 \cdot \alpha_{LNG,A}. \quad (4.8)$$

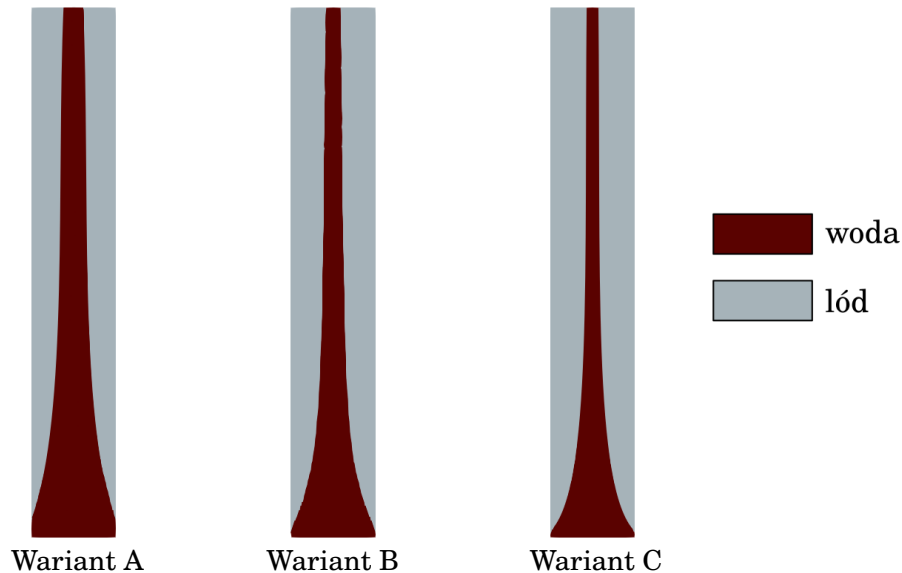
Ponieważ z punktu widzenia wykorzystywanego modelu, istotna jest zależność na przewodność cieplną stałej warstwy LNG (3.12), (3.22), to z uwagi na fakt,

iż jedyna zmiana polegała na przemnożeniu funkcji przez stały współczynnik (1.5 lub 2.0), to przy zachowaniu tej samej grubości warstwy LNG prawdziwe będą również zależności:

$$\lambda_{LNG,B}(T) = 1.5 \cdot \lambda_{LNG,A}(T), \quad (4.9)$$

$$\lambda_{LNG,C}(T) = 2.0 \cdot \lambda_{LNG,A}(T). \quad (4.10)$$

W prowadzonym teście sprawdzone zostały wszystkie trzy warianty warunków wrzenia opisane jako A, B oraz C, a ich wynik zaprezentowano na rysunku 4.12. Wzorem poprzednich testów zachowano niezmiennie pozostałe parametry. Symulacje przeprowadzono zatem dla temperatury wlotowej 290 K oraz liczby Reynoldsa równej 1000.



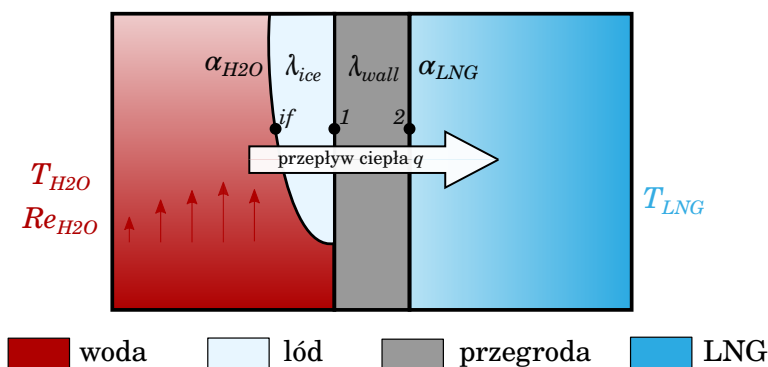
Rysunek 4.12: Udział lodu w 25 cm kanale dla różnych warunków wrzenia przy stałej temperaturze wlotowej wody $T_{H_2O,in} = 290$ K oraz stałej liczbie Reynoldsa $Re_{H_2O,in} = 1000$.

Pomimo, że dla prezentowanych warunków przepływu nie nastąpiło całkowite zamarznięcie przestrzeni kanału, można zauważyć, iż wraz ze wzrostem współczynnika wnikania ciepła, powiększeniu ulega zamarznięta strefa. Związane jest to z ogólną poprawą warunków wymiany ciepła, przez co więcej energii może zostać odprowadzone z nośnika ciepła, co w przypadku wody oznacza również większą szansę na zamarznięcie jej części.

4.4 Walidacja modelu

4.4.1 Referencyjny model analityczny

Celem walidacji przygotowanego modelu matematycznego i numerycznego, opracowany został również model obliczeń analitycznych dla ustalonego przepływu ciepła w przestrzeni jednowymiarowej 1D pomiędzy wodą o zadanych parametrach przepływu (temperatura, liczba Reynoldsa, średnica hydrauliczna kanału), a wrzącym LNG opisanym przez jego temperaturę wrzenia T_{LNG} oraz funkcję współczynnika wnikania ciepła α_{LNG} , tak jak zostało to przedstawione na rysunku 4.13.



Rysunek 4.13: Schemat kierunku przekazywania ciepła w rozważanym zagadnieniu przepływu wody przez kanał.

Jednostkowy strumień przekazywanego ciepła w opisywanej sytuacji (rysunek 4.13) może być zatem wyrażony jako:

$$\dot{q} = OHTC \cdot \Delta T_{H2O-LNG}, \quad (4.11)$$

gdzie $\Delta T_{H2O-LNG}$ jest różnicą temperatur pomiędzy wodą a LNG, a $OHTC$ całkowitym współczynnikiem wymiany ciepła, który w takim wypadku zależy od:

- konwekcji po stronie wody,
- przewodzenia przez możliwą warstwę lodu,
- przewodzenia przez ścianę przegrody,
- konwekcji po stronie wrzącego LNG.

Uwzględniając wszystkie te procesy przekazywania ciepła, wartość $OHTC$ może zostać wyrażona w postaci:

$$OHTC = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{H_2O}} + \frac{\lambda_{wall}}{\delta_{wall}} + \frac{\lambda_{ice}}{\delta_{ice}} + \frac{1}{\alpha_{LNG}}}. \quad (4.12)$$

Jednocześnie gęstość strumienia ciepła może być wyrażona oddzielnie dla każdego z tych mechanizmów wymiany ciepła przy uwzględnieniu odpowiednich różnic temperatur. W efekcie tego otrzymujemy:

$$\dot{q} = \alpha_{H_2O} \Delta T_{H_2O-wall1}, \quad (4.13)$$

$$\dot{q} = \frac{\int_{T_{wall1}}^{T_{wall2}} \lambda_{wall}(T) dT}{\delta_{wall}}, \quad (4.14)$$

$$\dot{q} = \alpha_{LNG} \Delta T_{wall2-LNG}. \quad (4.15)$$

W przypadku zamarznięcia wody uwzględnić należy również przewodzenie ciepła przez warstwę lodu:

$$\dot{q} = \frac{\int_{T_{if}}^{T_{wall1}} \lambda_{ice}(T) dT}{\delta_{ice}}, \quad (4.16)$$

gdzie T_{if} opisuje temperaturę na froncie zamarzania. Taka sytuacja wymaga również uwzględnienia w procesie wnikania ciepła po stronie wody i wówczas równanie 4.13 zostaje zastąpione równaniem:

$$\dot{q} = \alpha_{H_2O} \Delta T_{H_2O-if}. \quad (4.17)$$

Współczynnik wnikania ciepła po stronie wody wyznaczony może być z zależności:

$$\alpha_{H_2O} = \frac{Nu_{H_2O} \lambda_{H_2O}}{D_h}, \quad (4.18)$$

w którym to wyrażenie na liczbę Nusselta wody Nu_w zależec będzie od reżimu przepływu [49] i dla przepływów laminarnych ($Re < 2300$) przybiera postać równania:

$$Nu_{lam} = 6 + \frac{0.065 (D/L) Re_{H_2O} Pr_{H_2O}}{1 + 0.04 [(D/L) Re_{H_2O} Pr_{H_2O}]^{2/3}}, \quad (4.19)$$

gdzie Re_{H_2O} oraz Pr_{H_2O} odnoszą się odpowiednio do liczby Reynoldsa i Prandla po stronie wody. Z kolei dla przepływu turbulentnego ($Re_{H_2O} > 10000$) równanie na liczbę Nusselta wyrażone jest wzorem:

$$Nu_{turb} = 0.023 Re_{H_2O}^{0.8} Pr_{H_2O}^{0.3}. \quad (4.20)$$

W obszarze przejściowym ($2300 < Re_{H_2O} < 10000$) wartość Nu_{H_2O} jest interpolowana.

W obecnych rozważaniach omawiany jest przepływ przez wąski kanał prostokątny o szerokości $W_{ch} = 4$ mm. Dla takiej geometrii wartość wymiaru charakterystycznego będzie równa $D_h = 2W_{ch}$.

Liczba Prandtla Pr_{water} obliczana jest w funkcji temperatury wody zgodnie z formułą [71]:

$$Pr_{H_2O} = -1.01 \cdot 10^{-4} T_{H_2O}^3 + 9.314 \cdot 10^{-2} T_{H_2O}^2 - 28.726 T_{H_2O} + 2971.8. \quad (4.21)$$

Materiał ściany przegrody założono zgodnie z przypadkiem jako stal nierdzewna o grubości 1 mm, i przewodności cieplnej przedstawionej na wykresie 3.5 co odpowiada równaniu:

$$\lambda_{wall}(T) = -1.8 \cdot 10^{-9} T^3 + 1.717 \cdot 10^{-6} T^2 - 6.233 \cdot 10^{-4} T^2 + 1.275 \cdot 10^{-1} T + 1.178, \quad (4.22)$$

Przewodność cieplna lodu obliczana była natomiast dla średniej temperatury lodu, zgodnie z formułą [43]:

$$\lambda_{ice} = -1.42 \cdot 10^{-2} T_{ice} + 6.058. \quad (4.23)$$

Założono także, iż front zamrażania na styku lodu z wodą będzie miał temperaturę równą temperaturze przemiany fazowej tj. 273.15 K.

Do wyznaczenia współczynników wrzenia LNG, wykorzystano wcześniej wprowadzoną zależność (3.21).

Tak zdefiniowany model umożliwił wyznaczenie różnic temperatur w każdym z procesów dla zadanych warunków po stronie wody i LNG. Oparto się tu na równości strumieni ciepła:

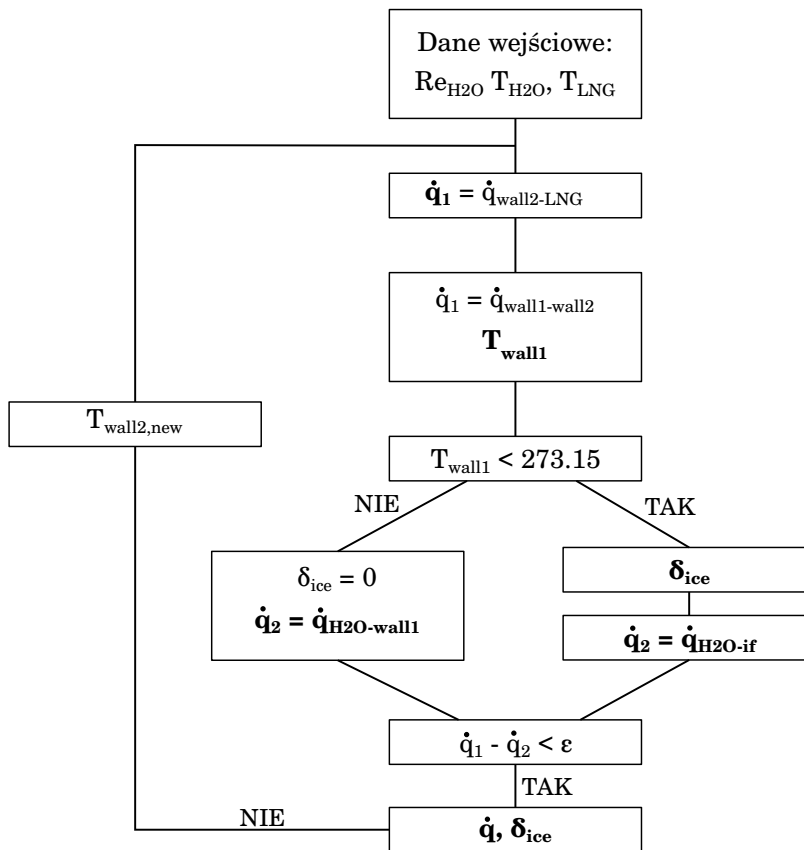
$$\dot{q}_{wall1-LNG} = \dot{q}_{H_2O-wall1}, \quad (4.24)$$

lub w przypadku z powstałą warstwą lodu:

$$\dot{q}_{if-LNG} = \dot{q}_{H_2O-if}. \quad (4.25)$$

Algorytm w pętli ustala wartość temperatury T_{wall2} . Następnie na tej podstawie, wykorzystując zależności (4.15) oraz (3.21) wyznaczany jest strumień ciepła $\dot{q}_1 = \dot{q}_{wall2-LNG}$, przenoszony między ścianką po stronie kriogenu, a

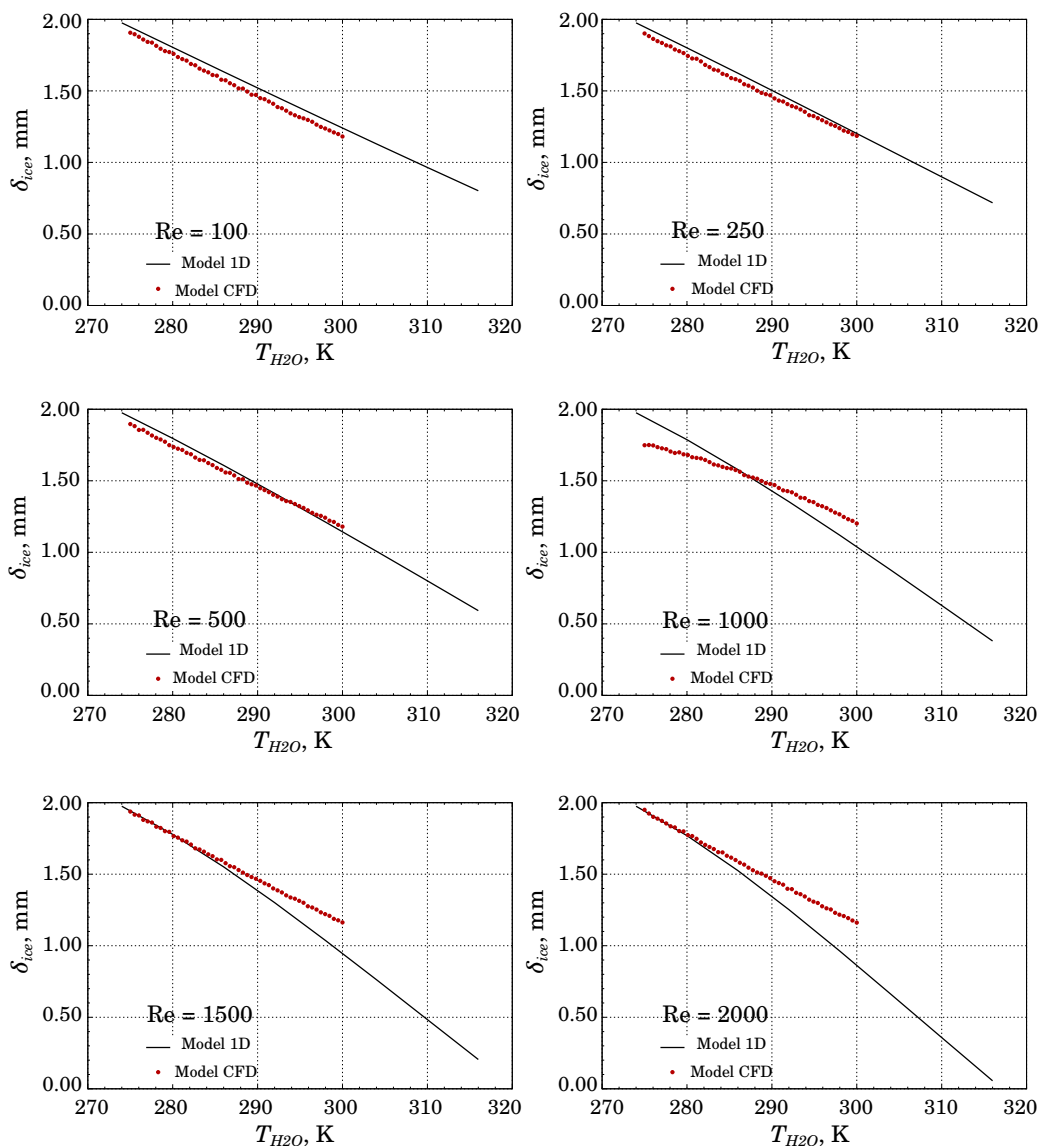
wrzącą cieczą kriogeniczną. Wartość ta służy dalej do wyznaczenia kolejnej temperatury T_{wall1} zgodnie z warunkiem $\dot{q}_1 = \dot{q}_{wall1-wall2}$ oraz wzorami (4.14) i (4.22). Jeżeli temperatura T_{wall1} jest mniejsza od temperatury zamarzania wody (273.15 K), dodawana jest warstwa lodu takiej grubości, która spełni równość $\dot{q}_1 = \dot{q}_{if-wall1}$. W przypadku, gdy otrzymana grubość jest większa niż połowa szerokości kanału, rozwiązanie uznaje się za błędne i przechodzi do kolejnej wartości T_{wall2} . Z kolei gdy grubość lodu mieści się w dopuszczalnych wartościach (lub warstwa lodu w ogóle nie powstała $T_{wall1} > 273.15$), obliczany jest strumień po stronie wody: $\dot{q}_2 = \dot{q}_{H2O-if}$ lub $\dot{q}_2 = \dot{q}_{H2O-wall1}$ (odpowiednio wzory (4.17) lub (4.13)). Jeżeli różnica pomiędzy wartościami \dot{q}_1 i \dot{q}_2 jest poniżej założonej tolerancji ε . Proces obliczeniowy w tym modelu przedstawiony został na schemacie 4.14.



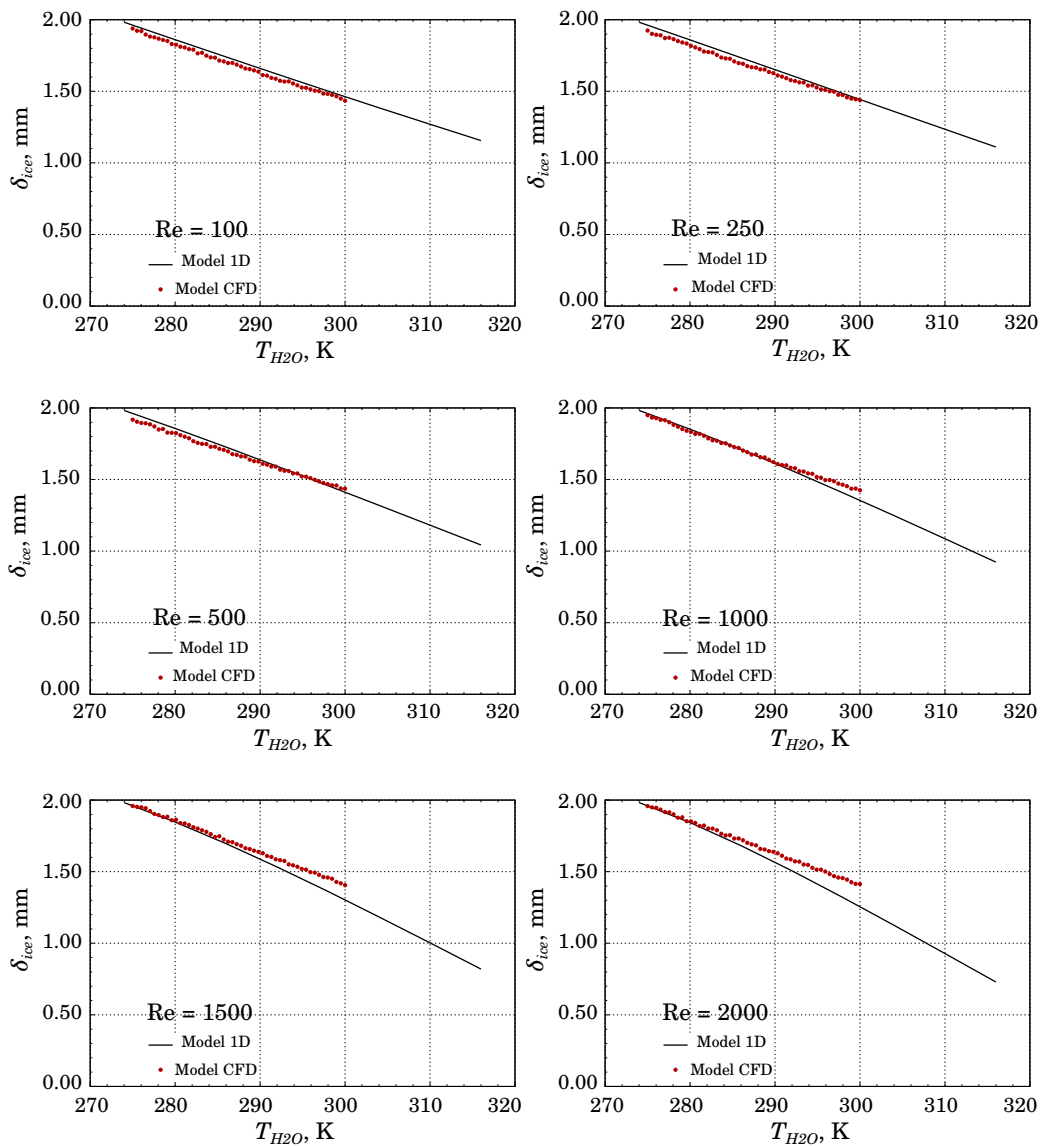
Rysunek 4.14: Schemat modelu analitycznego 1D do obliczeń wymiany ciepła.

4.4.2 Zestawienie wyników

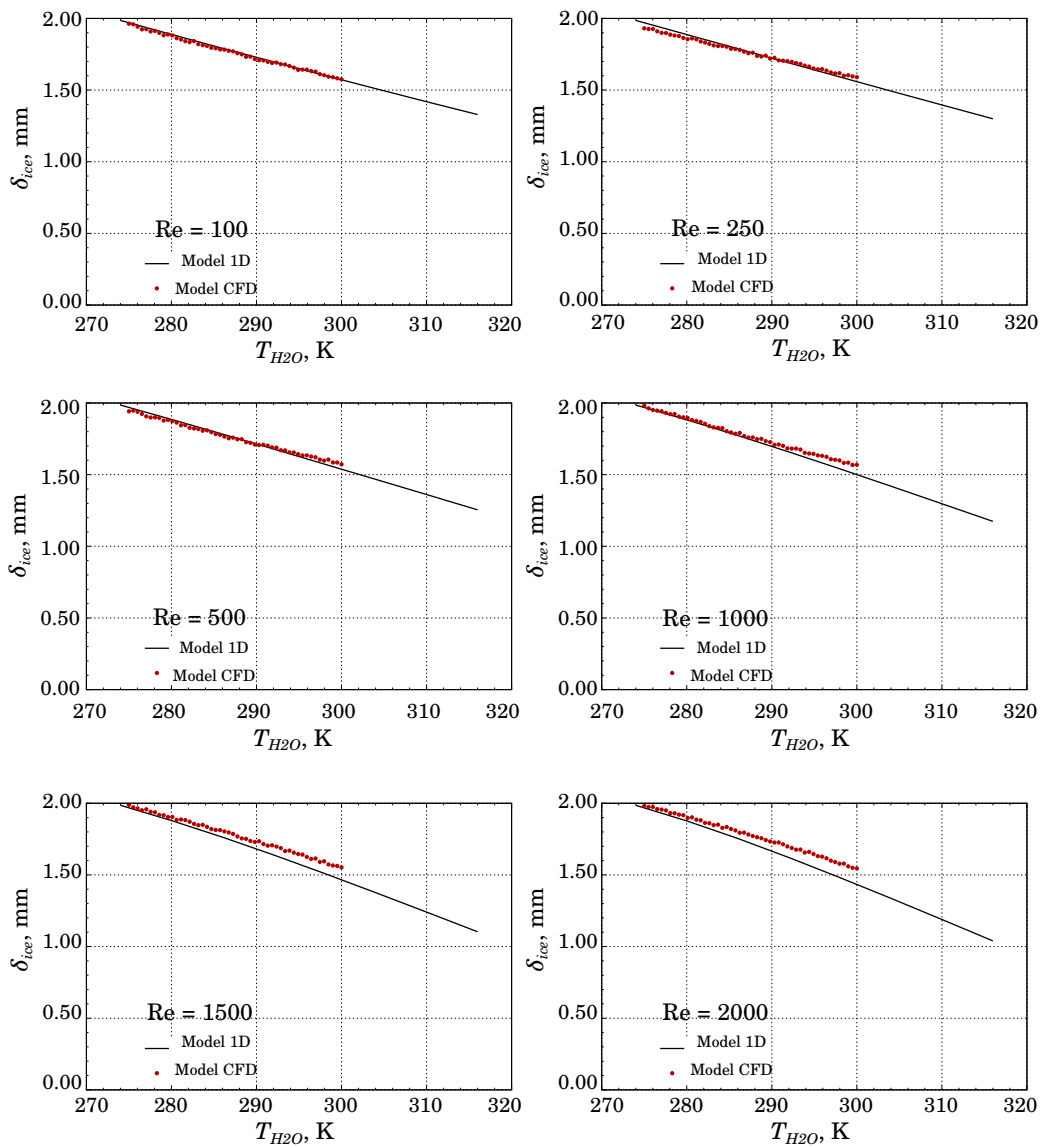
Porównanie wyników jednowymiarowego modelu z rozwiązaniami numerycznymi przedstawiono na rysunkach 4.15- 4.17 odpowiednio dla wrzenia w warunkach oznaczonych wcześniej jako A,B oraz C.



Rysunek 4.15: Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej w symulacjach z wartościami ustalonymi w modelu analitycznym dla wariantu A warunków wymiany ciepła po stronie wrzącego kriogenu.



Rysunek 4.16: Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej w symulacjach z wartościami ustalonymi w modelu analitycznym dla wariantu B warunków wymiany ciepła po stronie wrzącego kriogenu.



Rysunek 4.17: Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej w symulacjach z wartościami ustalonymi w modelu analitycznym dla wariantu C warunków wymiany ciepła po stronie wrzącego kriogenu

4.4.3 Wnioski

Wyniki numeryczne i jednowymiarowe wykazują dobrą zgodność, przy rozbieżnościach nie przekraczających 25%, 15% i 10% dla przypadków wrzenia LNG A, B i C. Ponadto, dokładność wzrasta przy malejącej liczbie Re_{H2O} .

Warto zauważyć, że liczba Re_{H_2O} w zakresie od 100 do 2000 nie wydaje się mieć istotnego wpływu na grubość warstwy lodu dla konkretnej temperatury wody.

Można ponownie zauważyć, że grubość warstwy lodu jest większa dla przypadków wrzenia LNG B i C w porównaniu do przypadku A. Wzrost współczynnika przewodzenia ciepła LNG podczas wrzenia skutkuje zwiększonym prawdopodobieństwem zamrażania, a co za tym idzie, zwiększa grubość warstwy lodu. Zaproponowany uproszczony model jednowymiarowy wykazuje zadowalającą zgodność zarówno pod względem jakościowym, jak i ilościowym, z numerycznymi obliczeniami opartymi na metodzie CFD, co pozwala sądzić, iż w modelu uwzględnione zostały wszystkie niezbędne aspekty fizyczne, a sama metoda jest znacząco szybsza i umożliwia prowadzenie analiz w dużo szerszym zakresie.

Rysunek 4.18 przedstawia uproszczone rozwiązanie jakim są grubości warstwy lodu w odniesieniu do temperatury ogrzewanej wody oraz liczby Re_{H_2O} dla przypadków wrzenia LNG A, B i C. Analiza wskazuje na dominujący wpływ współczynnika przewodzenia ciepła LNG podczas wrzenia i temperatury ogrzewanej wody. Ponadto sugeruje, że liczba Re_{H_2O} ma znacznie mniejszy wpływ na grubość warstwy lodu.

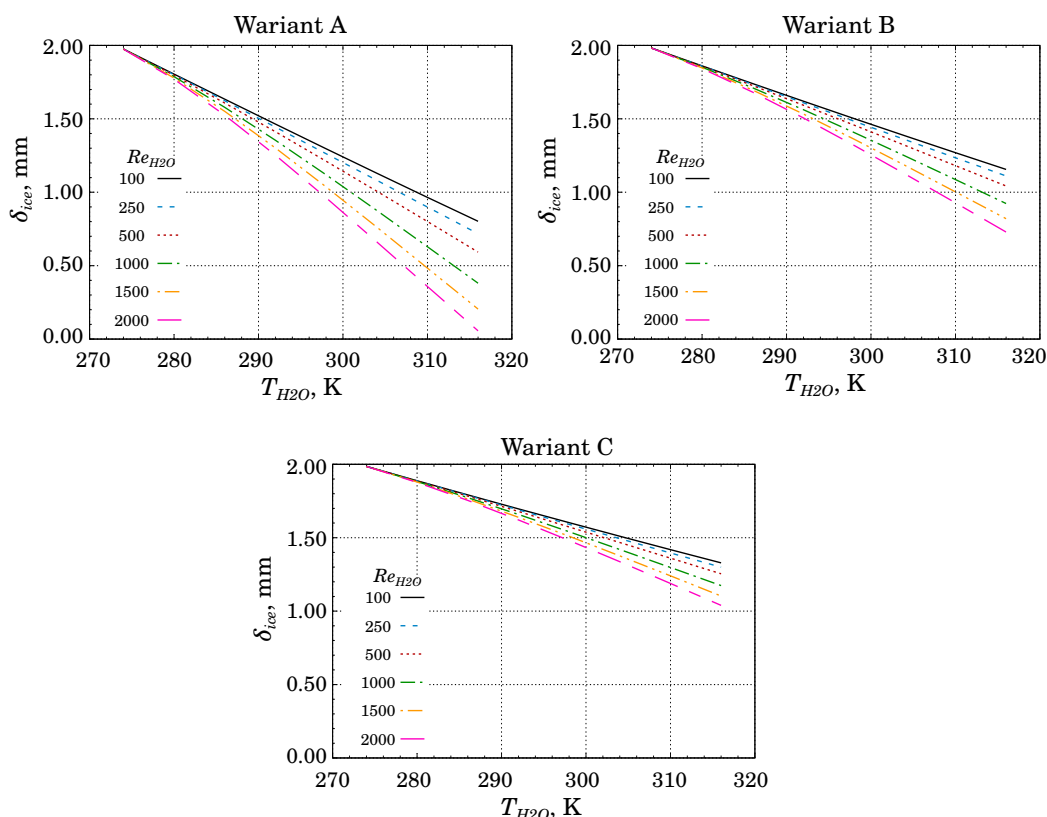
Im niższa temperatura wody, tym mniejszy wpływ zmiany liczby Re_{H_2O} na grubość warstwy lodu. Tworzenie warstwy lodu powoduje zwężenie kanału i w konsekwencji, zgodnie z równaniem (4.18), zwiększenie współczynnika wnikania ciepła wody. Dlatego też, dla bardzo wąskich kanałów, całkowity współczynnik przenoszenia ciepła, który decyduje o grubości warstwy lodu, jest praktycznie wyłącznie zależny od współczynnika przewodzenia ciepła LNG podczas wrzenia.

W przypadku szerszych kanałów, współczynnik wnikania ciepła wody jest wystarczająco mały, aby odgrywać istotną rolę w określeniu całkowitego współczynnika przewodzenia ciepła, co z kolei zwiększa wpływ liczby Re_{H_2O} .

4.5 Podsumowanie

Zaproponowana geometria może być rozpatrywana jako uogólniony uproszczony model kanału płytowego wymiennika ciepła.

Zaproponowany uproszczony model 1D wykazał jakościowe i ilościowe po-



Rysunek 4.18: Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej modelem analitycznym dla różnych liczb Reynoldsa oraz warunków wrzenia.

rozumienie z obliczeniami numerycznymi CFD. Daje to pewność, że wszystkie niezbędne zjawiska fizyczne zostały zachowane w opracowanym modelu. Jego główną zaletą jest możliwość przeprowadzania obliczeń znacznie mniejszym kosztem, zarówno czasowym jak i pod względem zasobów obliczeniowych. W rezultacie pozwala również na badanie szerokiego zakresu przestrzeni parametrów i może być potencjalnie interesujący dla projektantów wymienników ciepła oraz inżynierów.

Opracowany model 1D został użyty do analizy procesu regazyfikacji LNG dla szerokiego zakresu parametrów oraz do zbadania ryzyka zamrażania dla medium grzewczego. W rezultacie zbadano wzajemne interakcje i wpływ temperatury, liczby Reynoldsa oraz współczynnika wrzenia LNG.

Na podstawie osiągniętych wyników można wysnuć następujące wnioski:

1. Tworzenie warstwy lodu podczas regazyfikacji LNG ściśle zależy od

warunków transferu ciepła. Dominującymi czynnikami są: temperatura medium grzewczego i współczynnik przenoszenia ciepła podczas wrzenia LNG.

2. Proces regazyfikacji może przebiegać bez tworzenia się warstwy lodu (potencjalnie nawet dla niskich temperatur), wymaga to jednak utrzymania niskiego współczynnika przenoszenia ciepła wrzenia LNG i wystarczająco wysokiego współczynnika medium grzewczego (wysokie liczby Reynoldsa).
3. Współczynnik przenoszenia ciepła wrzenia LNG jest kluczowym czynnikiem w tworzeniu warstwy lodu i powinien być poddany rozległej analizie doświadczalnej. Ponadto efekty niskiego współczynnika wrzenia, chropowatości powierzchni i innych możliwie istotnych czynników powinny być również dogłębnie analizowane.
4. Ze względu na duże różnice temperatury, LNG wrze w reżimie wrzenia błonowego, który charakteryzuje się zmniejszonym współczynnikiem przenoszenia ciepła.
5. Odpowiednia konstrukcja wymiennika ciepła do regazyfikacji LNG może pomóc w ochronie przed ryzykiem zamarzania i zatkania.

ROZDZIAŁ 5

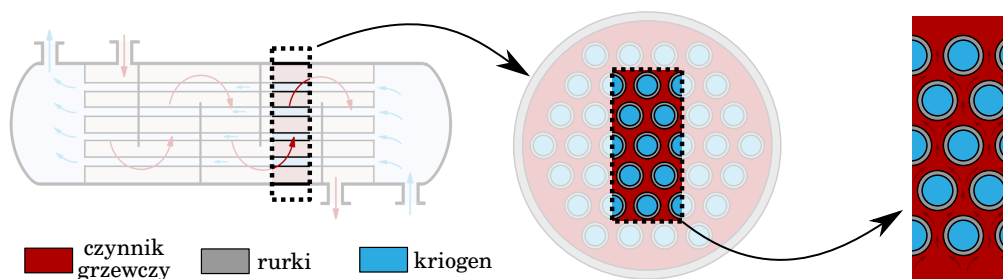
BADANIA NAD WPŁYWEM GEOMETRII PRZEGRÓD NA PROCES NARASTANIA LODU I WYMIANY CIEPŁA PODCZAS OPŁYWU PĘCZKA RUR

Kolejnym etapem zaplanowanych prac było przełożenie zaproponowanego modelu obliczeniowego na inny wariant geometryczny przepływu. Poprzedni rozdział skupiony był wokół przepływu przez pojedynczy prostopadłościenny kanał, który to w tym przypadku, jak potwierdzają to prace [56, 58, 59, 72, 73] stanowić mógł uproszczony model kanału wymiennika płytowego. Kolejnym rodzajem wymiennika, który w kontekście zagadnienia regazyfikacji znalazł się w centrum zainteresowania autora, jest wymiennik płaszczowo-rurowy. Niniejszy rozdział poświęcony został przede wszystkim badaniom nad przepływem charakterystycznym dla tego typu wymiennika, a mowa tu o poprzecznym opływie pęka rur i zachodzącej wówczas wymianie ciepła. Podejmowane rozważania dotyczą w głównej mierze analizy wpływu zaproponowanych w tym rozdziale modyfikacji w geometrii rur, na proces kształtowania się warstwy lodu na ich powierzchni oraz jego oddziaływania na zachodzącą wymianę ciepła.

5.1 Opis przypadku

W rozdziale 3.3.1, w którym poruszona została tematyka wydzielenia trzech głównych obszarów obliczeniowych, w tym także w odniesieniu do rzeczywistych urządzeń, oprócz wymiennika płytowego przedstawiony został tam także przykład wymiennika płaszczowo-rurowego (rysunek 3.3). Przedmiotem badań rozpatrywanych w tym rozdziale nie będzie natomiast przepływ czynnika grzewczego przez całą sekcję wymiennika, a jedynie jej wybrany fragment.

Jak wskazano w [37, 74], podejście, w którym model bazuje na powtarzalnej części typowego wymiennika może być postrzegane jako ogólny i uproszczony model tegoż urządzenia. Jak zaznaczono we wcześniejszej części, wymiennik typu płaszczowo-rurowego zazwyczaj składa się z dużej liczby rozmieszczonych względem siebie rur, które od zewnątrz obmywane są przez medium grzewcze. W tym kontekście użycie zestawu wielu rurek z wrzącą cieczą kriogeniczną odpowiednio wewnątrz każdej z nich oraz obmywanych od zewnątrz przez przepływający nośnik ciepła, może być postrzegane jako uproszczony model przepływu przez sekcję wymiennika płaszczowo-rurowego wykorzystywanego do regazyfikacji kriogenu. Na rysunku 5.1 schematycznie przedstawiono sposób w jaki nastąpiło przejście od geometrii wymiennika, poprzez jego pojedynczą sekcję, aż do wyselekcjonowania fragmentu, na którym bazować będą obliczenia prezentowane w tym rozdziale.



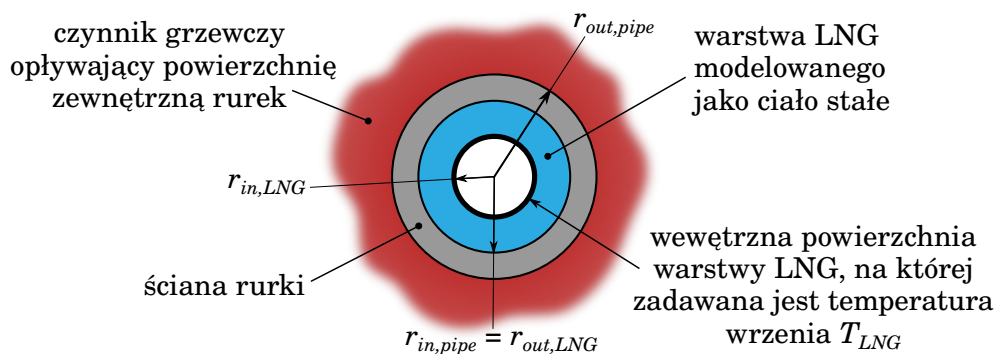
Rysunek 5.1: Sposób wydzielenia obszaru do obliczeń przepływu poprzecznego przez pęczek rur jako części wymiennika płaszczowo-rurowego.

Głównym przedmiotem analiz, prowadzonych w tym rozdziale jest zatem wymiana ciepła zachodząca w trakcie opływu poprzecznego pęczka rur przez wodę, będącą medium grzewczym, a wrzącą cieczą kriogeniczną, którą w prezentowanych rozważaniach jest LNG znajdujące się wewnątrz tych rurek.

Organizacja przestrzeni obliczeniowej

Model numeryczny dedykowany tej części badań, opracowany został na podstawie i z poszanowaniem założeń poczynionych we wstępnie zaproponowanej koncepcji modelowania wrzenia i wymiany ciepła, szczegółowo opisanej w rozdziale 3. Wśród najważniejszych punktów tego modelu wskazać należy przede wszystkim zasadę traktowania kriogenu (tutaj LNG) jako ciała stałego, a także kwestie podziału domeny obliczeniowej na trzy określone rodzaje obszarów.

Istotą realizacji pierwszego z tych dwóch punktów jest przedstawienie LNG jako cienkiej warstwy materiału stałego, który przylega do wewnętrznej powierzchni rurki. Opis tego procesu zawarty został w rozdziale 3.3.3, gdzie zostało to również przedstawione na rysunkach 3.6 oraz 3.7 (patrz przypadek dla rurek wymiennika płaszczowo-rurowego). Ponadto na rysunku 5.2, na przykładzie pojedynczej rurki z LNG wewnątrz oraz otoczonej nośnikiem ciepła od strony zewnętrznej, zwrócono uwagę na kilka najważniejszych punktów związanych z zaproponowanym podejściem i rozważanymi obszarami. Przedstawiono tam także główne wymiary charakteryzujące ten model, a ich wartości wraz z innymi danymi zebrano w tabeli 5.1.



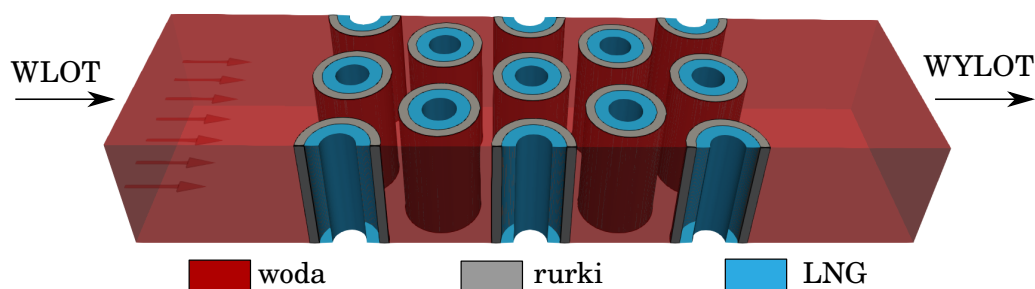
Rysunek 5.2: Widok pojedynczej rurki w otoczeniu czynnika grzewczego wraz z utworzoną warstwą materiału LNG wewnątrz.

Cały obszar obliczeniowy ponownie, zgodnie z założeniami modelu, został podzielony na oddzielne strefy i są to odpowiednio regiony dla wody (jako czynnika grzewczego), LNG (ciecz kriogeniczna) oraz ściany rur, które oddzielają LNG od wody. Fragment sekcji wymiennika wykorzystany w dalszych obliczeniach wybrany został zgodnie ze schematem 5.1 i składa się on łącznie

Tabela 5.1: Dane geometryczne oraz temperaturowe modelu rurki z warstwą LNG w jej środku.

Średnica zewnętrzna rurki ($d_{out,pipe}$)	6.0 mm
Promień zewnętrzny rurki ($r_{out,pipe} = 0.5 \cdot d_{out,pipe}$)	3.0 mm
Grubość ściany rurki ($\delta_{pipe} = r_{out,pipe} - r_{in,pipe}$)	0.7 mm
Promień wewnętrzny rurki ($r_{in,pipe} = 0.5 \cdot d_{in,pipe}$)	2.3 mm
Grubość warstwy LNG (δ_{LNG})	0.2 mm
Promień wewnętrzny warstwy LNG ($r_{in,LNG}$)	2.1 mm
Długość rurek (L_{pipe})	40 cm
Przyjęta temperatura wrzenia LNG (T_{LNG})	122 K

z 13 rur tworzący pęczek, wokół którego następować będzie przepływ wody. Dla każdej z tych rurek tworzących pęczek kreowana jest osobna warstwa LNG w ich środku. W ten sposób domena podzielona została łącznie na 27 regionów (13 LNG, 13 rurek oraz 1 obszar wody), przy czym każdy z nich wpisuje się w jedną z trzech podstawowych grup obszarów (czynnik grzewczy, ciecz kriogeniczna i przegroda) charakterystycznych dla zaproponowanego modelu. Zdefiniowana w ten sposób przestrzeń obliczeniowa wraz ze wspomnianym podziałem na grupy obszarów przedstawiona została na rysunku 5.3, a podstawowe dane, dotyczące tej geometrii zebrano w tabeli 5.1.



Rysunek 5.3: Organizacja przestrzeni obliczeniowej dla symulacji przepływu wody przez pęczek rur z w LNG.

Siatka numeryczna, przygotowana na potrzeby obliczeń tak zdefiniowanego przypadku, uwzględniała wynik wcześniejszej analizy wpływu zagęszczenia komórek siatki (rozdział 4.2).

Właściwości LNG jako warstwy ciała stałego

Głównym punktem stosowanej metodologii jest traktowanie obszarów LNG wewnątrz rur jako warstwy ciała stałego, dlatego z uwagi na fakt rozważań nad nowym rodzajem geometrii wymagane jest ponowne określenie równania opisującego współczynnik przewodzenia ciepła tej warstwy. W niniejszych rozważaniach spośród wyznaczonych poprzednio trzech różnych warunków wrzenia (A, B, C na rysunku 3.9), brany pod uwagę będzie jedynie pierwszy z wymienionych przypadków, dla którego współczynnik wnikania ciepła został tam opisany wzorem (3.21). Wykorzystując do tego wyznaczoną wcześniej zależność, wiążącą współczynnik przewodnictwa cieplnego λ_{LNG} ze współczynnikiem wnikania ciepła α_{LNG} dla przegrody cylindrycznej, gdzie założono równość strumieni ciepła w obu tych procesach (3.20), dochodzimy do równania:

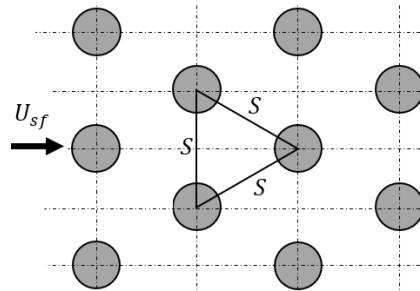
$$\int_{T_{LNG}}^{T_{wall}} \lambda_{LNG}(T) dT = \alpha_{LNG}(\Delta T) \cdot \Delta T_{wall-LNG} \cdot r_{in,pipe} \cdot \ln \left(\frac{r_{out,LNG}}{r_{in,LNG}} \right), \quad (5.1)$$

a uwzględniając dodatkowo dane geometryczne i temperaturowe zebrane w tabeli 5.1 otrzymujemy zależność na przewodność cieplną tego obszaru w postaci:

$$\lambda_{LNG}(T) = -1.613 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 1.532 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0.00472 \cdot T + 0.5119. \quad (5.2)$$

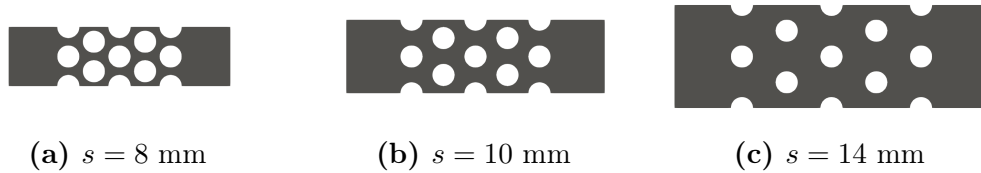
Konfiguracje rozmieszczenia przestrzennego rurek

W przypadku wymiany ciepła zachodzącej podczas poprzecznego opływu pęczka rur, istotny jest również sposób ich rozmieszczenia. Dwa najczęściej spotykane typy rozłożenia rur to układ szeregowy oraz układ przestawny. W przeprowadzonych badaniach, które skupiały się wokół zamarzania czynnika grzewczego, postanowiono sprawdzić również wpływ tego parametru. Do tego celu zdecydowano o wyborze do badań jedynie układu przestawnego, w którym rurki rozłożone są na planie sześciokąta foremnego (układ heksagonalny), a zmianom podlegać ma odległość pomiędzy ich środkami. Długość ta, określana jest mianem podziałki układu. Układ przestawny wraz z naniesioną podziałką s przedstawiony został na rysunku 5.4



Rysunek 5.4: Schemat przestawnego rozmieszczenia pęczka rur w układzie heksagonalnym.

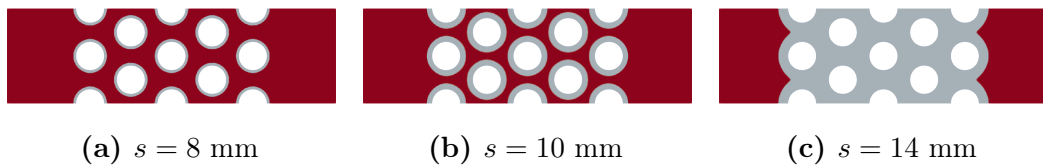
Badaniom poddano w tym wypadku warianty, w których wartość podziałki s wynosiła odpowiednio 8, 10 oraz 14 mm, co w zestawieniu z danymi geometrycznymi rurek (tabela 5.1) przełożyło się odpowiednio na 2, 4 oraz 8 mm wolnej przestrzeni przepływu między nimi. Wymienione warianty przedstawiono na rysunku 5.5.



Rysunek 5.5: Wybrane do badań konfiguracje heksagonalnego układu rurek o różnej wartości podziałki s .

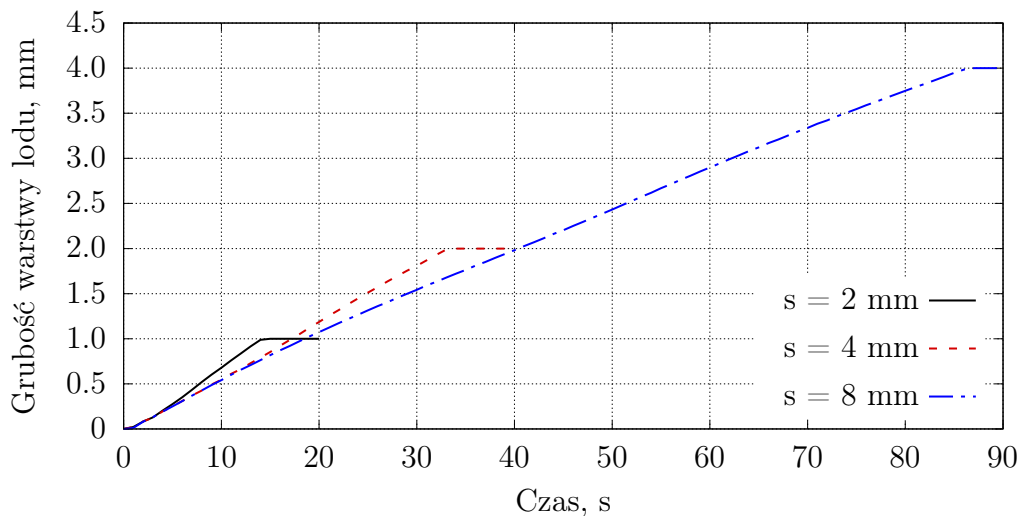
5.2 Badania wstępne

Pierwsze badania, przeprowadzone na geometriach wykorzystujących zestaw kilkunastu rur, polegały na sprawdzeniu dynamiki zamarzania w przypadku braku przepływu wody. W tym celu, dla trzech wariantów rozmieszczenia rur, wykonano obliczenia aż do całkowitego zamarznięcia przestrzeni między rurami. Taki postęp przyrastania warstwy lodu dookoła rur został ukazany na rysunku 5.6, gdzie na przykładzie wariantu o podziałce $s = 10 \text{ mm}$ zilustrowano jak zmieniał się zasięg lodu w kilku kolejnych momentach czasowych.



Rysunek 5.6: Wykształcona na przestrzeni czasu warstwa lodu dookoła rurek dla przypadku braku przepływu czynnika grzewczego i rozmieszczenia rur z podziałką $s = 10 \text{ mm}$. Zamarznięty obszar oznaczony został jasnoszarym kolorem.

Dostrzegalny jest promieniowy charakter przyrostu lodu, który pozostaje równomierny w każdym kierunku. Na bazie tej obserwacji, dla każdego z rozpatrywanych przypadków, wyznaczone zostały zmiany średniej grubości lodu narastającej dookoła środkowej rurki. Przebieg tych zmian na przestrzeni czasu przedstawiono na rysunku 5.7.



Rysunek 5.7: Utworzona warstwa lodu dla różnych liczb Reynoldsa

Można zauważyć, że dynamika zamarzania zależy w tym wypadku od dostępnej przestrzeni między rurkami. Wartości grubości lodu na końcach kolejnych linii stabilizują się na pewnym poziomie, który tutaj oznaczać będzie całkowite zamarznięcie przestrzeni dookoła rur. Ponadto warto podkreślić, że rozpoczęcie narastania lodu w tym samym czasie i co więcej przez około pierwsze 5 sekund dynamika tego procesu zdaje się pozostawać podobna dla

każdego przypadku. W dalszej części, ta tendencja ulega zmianie i tempo zamrażania jest bardziej intensywne dla przypadków z mniejszymi odległościami między rurkami. To z kolei prowadzi do wniosku, że bezpośrednia interakcja między rurkami wpływa na analizowane zjawiska [74].

Kolejne etapy badań dotyczyły już przypadków, które uwzględniały przepływ wody. Przygotowana na ten cel strategia zakładała, iż pozostawiając stałą temperaturę wody na wlocie (290 K) jedynym zmienianym parametrem będzie jej prędkość wlotowa. Ta natomiast ustalana była w taki sposób, aby objąć analizą zarówno przypadki normalnej pracy jak i sytuacje, w których dojdzie do przyblokowania przepływu przez powstałą warstwę lodu. W ten rozpatrzone zostały warianty, w których prędkość wlotowa kształtowała się na poziomie od 0.003 do 0.02 m/s. Liczbę Reynoldsa w tym wypadku obliczano w odniesieniu do rozmiaru pojedynczej rurki ($D_h = d_{out,pipe} = 0.006$ m) oraz prędkości wlotowej do symulacji zgodnie ze wzorem (4.6) co pokryło zakres od około 18 do 120.

W kontekście wymiennika ciepła, podstawowym parametrem służącym do oceny i porównań wyników kolejnych symulacji będzie moc cieplna (strumień ciepła przekazywany przez wodę do rurek i dalej do LNG). Jej wartość wyznaczona została zgodnie ze wzorem (4.2). Jako, że wartość ta obliczana jest po stronie wody (tzn. na podstawie jej strumienia masowego oraz różnic temperatur między wlotem i wylotem), w prezentowanych wynikach obowiązywać będzie dla niej oznaczenie \dot{Q}_{H_2O} .

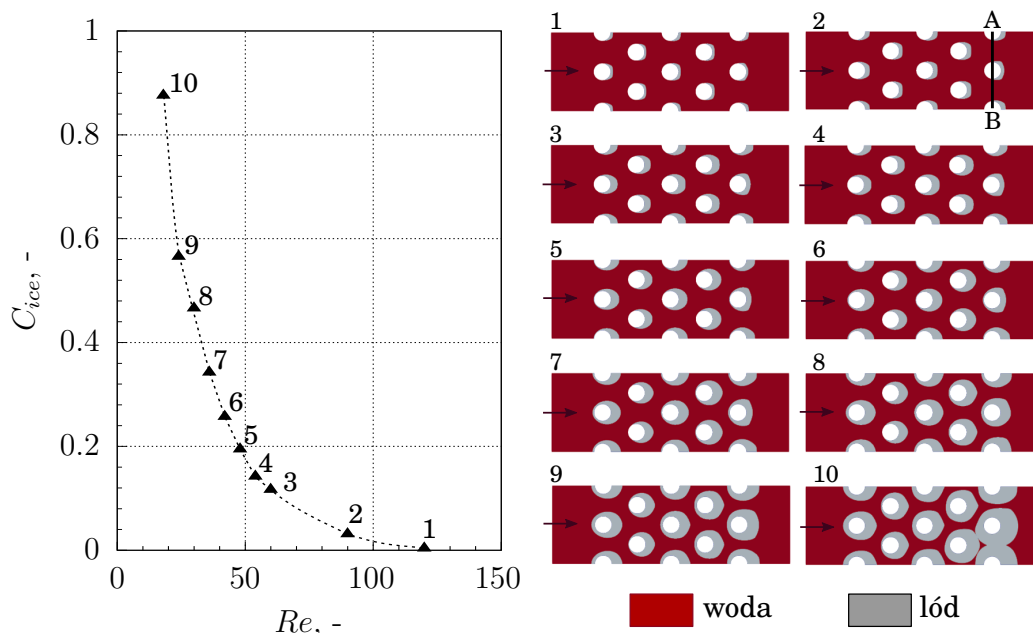
Jako dodatkowy parametr służący ocenie uzyskanych wyników, wprowadzono zmienną C_{ice} informującą o udziale lodu w ostatnim rzędzie rurek, przez które przepływać ma woda. Jego wartość określona jest wzorem:

$$C_{ice} = \frac{\overline{AB}_{\alpha_l=0}}{\overline{AB}}, \quad (5.3)$$

w którym to \overline{AB} jest całkowitym polem przekroju ostatniego rzędu rurek (zob. rysunek 5.8), podczas gdy $\overline{AB}_{\alpha_l=0}$ odnosi się wyłącznie do pola, w którym zmienna α_l (wzór 3.5) ma wartość równą 0, co oznacza obszar lodu. Wartość tak zdefiniowanej zmiennej mieści się w zakresie od 0 do 1, gdzie 0 oznacza zupełny brak lodu w przekroju, natomiast wartość 1 informuje o zajęciu całego tego przekroju przez lód.

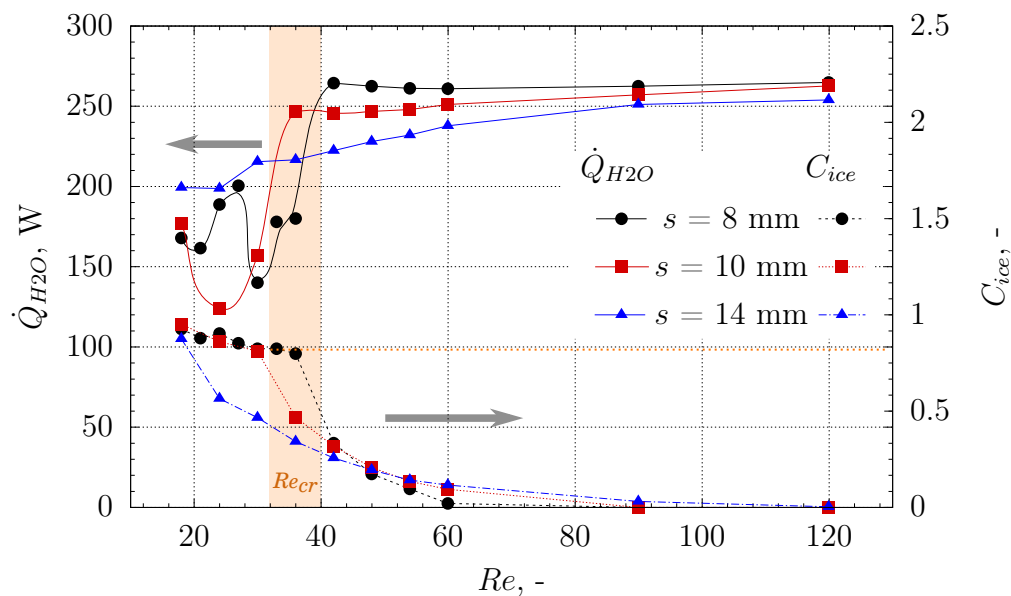
Na podstawie otrzymanych wyników obliczeń możliwe było sprawdzenie zmienności lokalnej frakcji lodu w funkcji liczby Reynoldsa. Wyniki te wraz z

wizualizacjami zamrożonych obszarów przedstawione zostały na przykładzie geometrii z podziałką $s = 14$ mm na rysunku 5.8.



Rysunek 5.8: Udział lodu w ostatnim przekroju rur wraz z odpowiadającymi wizualizacjami zamrożonych obszarów w zależności od liczby Reynoldsa dla przepływu wody przez pęczek rur o podziałce $s = 14$ mm. Strzałkami zaznaczony został kierunek przepływu.

Analogiczne zależności wraz z uwzględnieniem otrzymanych mocy cieplnych zostały pokazane dla każdej z trzech rozpatrywanych geometrii na jednym zbiorczym wykresie 5.9. Na podstawie uzyskanych wyników widać, że wraz z malejącą prędkością przepływu, rośnie grubość warstwy lodu. Zaobserwować można to zarówno w wartościach wprowadzonej zmiennej C_{ice} jak i na przedstawionych wizualizacjach. Zauważalne jest również, że lód narasta głównie za powierzchnią rurek (patrząc od strony kierunku przepływu), a jego udział rośnie wraz z przepływem przez kolejne rzędy rurek na drodze od wlotu do wylotu. Słuszne wydaje się tu zatem dokonywanie oceny właśnie na podstawie przekroju w ostatnim rzędzie rur. Ponadto, dla modelowanych przypadków ryzyko całkowitego zablokowania przepływu uwidacznia się w podobnym obszarze, gdzie liczba Reynoldsa wynosi około 40. Region ten został odpowiednio zaznaczony na wykresie 5.9. Wartość ta może być uznana



Rysunek 5.9: Moce cieplne oraz udział lodu w ostatnim przekroju rur w zależności od liczby Reynoldsa dla przepływu wody przez pęczek rur o różnej podziałce s .

za pewnego rodzaju krytyczną liczbę Reynoldsa (Re_{cr}), dla której udział lodu C_{ice} wynosi około 0.8. Zauważalny jest także wyraźny i nagły spadek wartości uzyskiwanych mocy cieplnych, a obszar, w którym to następuje, odpowiada zakresowi, gdzie zdefiniowano krytyczną liczbę Reynoldsa.

5.3 Modyfikacje geometryczne

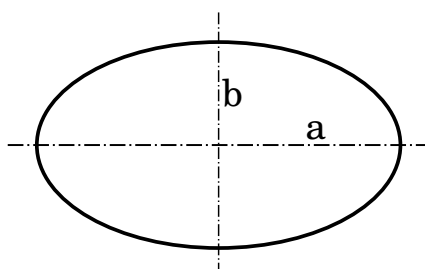
Kolejne prace stanowią niejako rozwinięcie sprawdzonych dotychczas wariantów poprzez dodatkowy aspekt jakim są zmiany w geometrii rurek. Badania te mają na celu sprawdzenie, jak spłaszczenie rurek do bardziej eliptycznych kształtów wpłynie na formowanie się lodu, uzyskiwane moce cieplne oraz spadki ciśnienia na drodze przepływu, a także czy wprowadzone do rozważań zagadnienie krytycznej liczby Reynoldsa, będzie zależne od tych modyfikacji.

5.3.1 Geometria rurek

Na potrzeby badania przygotowany został zestaw pięciu rurek o różnym poziomie spłaszczenia. Parametr ten oznaczony został w pracy jako R_s i zdefiniowany wzorem:

$$R_s = \frac{a}{b}, \quad (5.4)$$

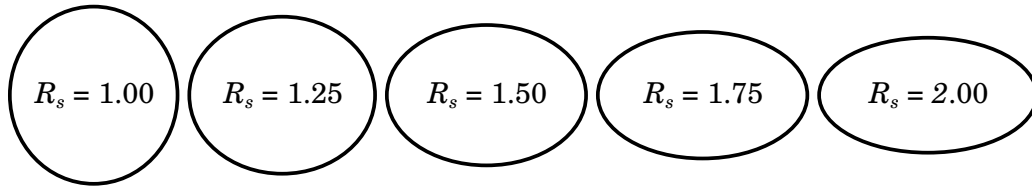
gdzie a , b odnoszą się odpowiednio do półosi wielkiej oraz półosi małej elipsy. Wielkości te zostały także przedstawione na rysunku 5.10.



Rysunek 5.10: Półosie elipsy (a - półoś wielka, b - półoś mała).

Na tej podstawie można zauważyć, że wprowadzane na tym etapie modyfikacje polegają na nadaniu rurkom bardziej eliptycznego kształtu. Zmiany te są wynikiem między innymi z przeprowadzonych wstępnych badań na rurkach okrągłych. Zaobserwowano tam wpływ dostępnej przestrzeni w przekroju rzędu rurek oraz formowanie się lodu głównie na tylnej powierzchni rurki. Rosnący poziom spłaszczenia rurek powinien oddziaływać jednocześnie na oba te aspekty. Z jednej strony zmniejszając półoś małą, zwiększeniu ulega przestrzeń pomiędzy sąsiednimi rurkami w danym rzędzie, natomiast wydłużenie osi długiej powinno w pewien sposób ograniczać powstawanie zlodowaceń na tylnej części rurki.

Do testów zaproponowane zostało pięć wariantów włączając w to także rurki okrągłe, dla których $R_s = 1$. Pozostałe wybrane wartości tego współczynnika to kolejno 1.25, 1.50, 1.75 oraz 2.00. Poglądowy kształt rurki, dla każdej z wybranych wartości R_s pokazano na rysunku 5.11.



Rysunek 5.11: Wprowadzone modyfikacje geometryczne

Wartości te nie niosą za sobą jednak żadnej informacji na temat dokładnych długości póloli tych elips, dlatego w celu ich określenia poczyniono założenie o równości pola powierzchni zewnętrznej rurek z powierzchnią rozpatrywanej wcześniej rury okrągłej o średnicy zewnętrznej $d_{out,pipe} = 6$ mm. Dzięki temu zachowana zostaje powierzchnia wymiany ciepła między wodą a ścianą rurki. Ze względu na niezmienną się wysokość rur, rozważanie to sprowadza się do zachowania takiego samego obwodu. W przypadku elipsy, jej obwód może zostać przybliżony wzorem:

$$P_{el} = \pi \left[3(a + b) - \sqrt{(3a + b)(a + 3b)} \right], \quad (5.5)$$

natomiast dla rurki jest to:

$$P_{pipe} = \pi d_{out,pipe}. \quad (5.6)$$

Znając wartość obwodu rurki oraz wykorzystując we wzorze (5.5) zależność z (5.4), zgodnie z którą:

$$a = R_s \cdot b, \quad (5.7)$$

możliwe jest określenie najpierw wartości b , a dalej zgodnie z powyższą relacją, wartość a . Wyznaczone w ten sposób długości póloli zebrane zostały w tabeli 5.2. Na potrzeby wyznaczania liczby Reynolds, zawarto tam także informację o średnicy hydraulicznej danego kształtu. Ta została wyznaczona zgodnie z zależnością łączącą powierzchnię dowolnego kształtu A z jego obwodem P :

$$D_h = \frac{4A}{P}. \quad (5.8)$$

Dla elipsy, pole przekroju opisane jest wzorem:

$$A_{el} = \pi ab. \quad (5.9)$$

Tabela 5.2: Dane geometryczne przygotowanych wariantów spłaszczenia rur.

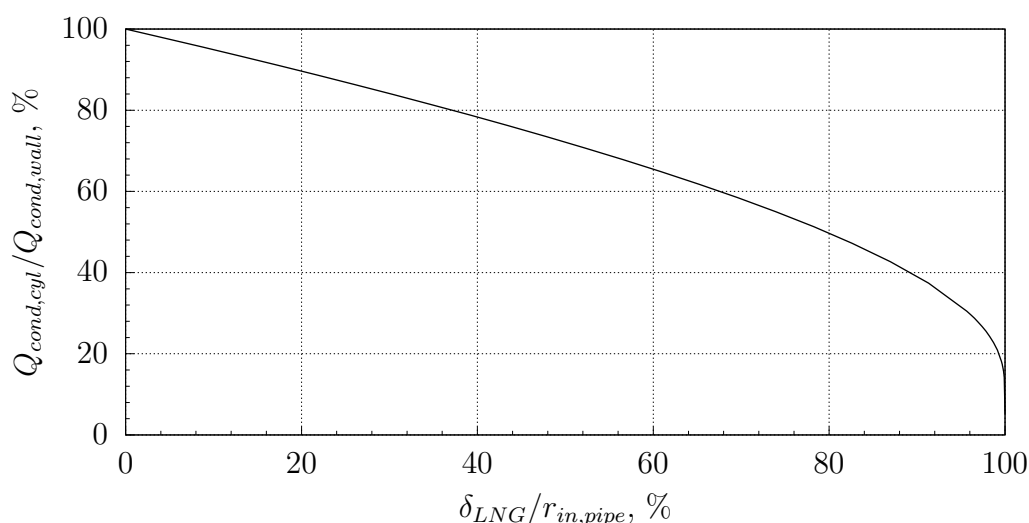
Poziom spłaszczenia	Półoś wielka	Półoś mała	Średnica hydrauliczna
R_s , mm	a , mm	b , mm	D_h , mm
1.00	3.000	3.000	6.000
1.25	3.323	2.658	5.889
1.50	3.564	2.376	5.645
1.75	3.748	2.142	5.351
2.00	3.892	1.946	5.044

Należy dodać, iż na drodze zaproponowanych modyfikacji geometrycznych zmianom nie uległa grubość ściany tych rur, która wynosi 0.7 mm.

5.3.2 Przewodność cieplna warstwy LNG w zmodyfikowanych kształtach rur

Pomimo zmian wprowadzonych w geometriach rur, nadal obowiązującym jest założenie o tworzeniu warstwy stałego LNG w ich wnętrzu. Przekształcenia dotyczące przejścia pomiędzy współczynnikiem wrzenia, a odpowiadającą zależnością na współczynnik przewodzenia ciepła przedstawione w rozdziale 3.3.3 dotyczyły jedynie przypadku z przegrodą płaską bądź cylindryczną. Rozważany aktualnie kształt nie należy jednak jednoznacznie do żadnej z tych grup, przy czym jest pewnego rodzaju stanem pomiędzy nimi. Decyzję o wyborze równań, które miałyby zostać użyte przy wyznaczaniu zależności na przewodność cieplną, podjęto porównując ciepło przewodzone przez każdą z tych rodzajów przegród przy zmieniającej się grubości warstwy. Maksymalna przyjęta wartość była równa promieniowi wewnętrznemu rurki $r_{in,pipe} = 2.3$ mm. Ponadto założono identyczną charakterystykę przewodnictwa cieplnego. Stosunek otrzymanych strumieni ciepła w zależności od względnej grubości warstwy przedstawiono na wykresie 5.12

Na podstawie wykreślonej zależności można stwierdzić, że przy wystarczająco cienkiej grubości warstwy nie obserwuje się znaczących różnic pod względem strumieni ciepła. Wówczas nawet normalna przegroda cylindryczna mogłaby być z dobrym przybliżeniem traktowana jak przegroda płaska. To zaś prowadzi do wniosku, że dla przegrody eliptycznej możliwe będzie za-



Rysunek 5.12: Porównanie przewodnictwa cieplnego przez przegrodę płaską oraz cylindryczną w zależności od względnej grubości ściany.

stosowanie wzorów obowiązującej dla przegrody płaskiej jeśli tylko grubość warstwy będzie odpowiednio mała. Przyjęta wcześniej grubość warstwy LNG wynosząca 0.2 mm stanowi niecałe 10% średnicy wewnętrznej rurki. To z kolei, zgodnie z wykresem przełożyłoby się na błąd na poziomie około 5%, który jest akceptowalny w prowadzonych rozważaniach. Ostatecznie przewodność cieplna LNG wyrażona jest wzorem:

$$\lambda_{LNG}(T) = -1.688 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 1.603 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0.00493 \cdot T + 0.5355. \quad (5.10)$$

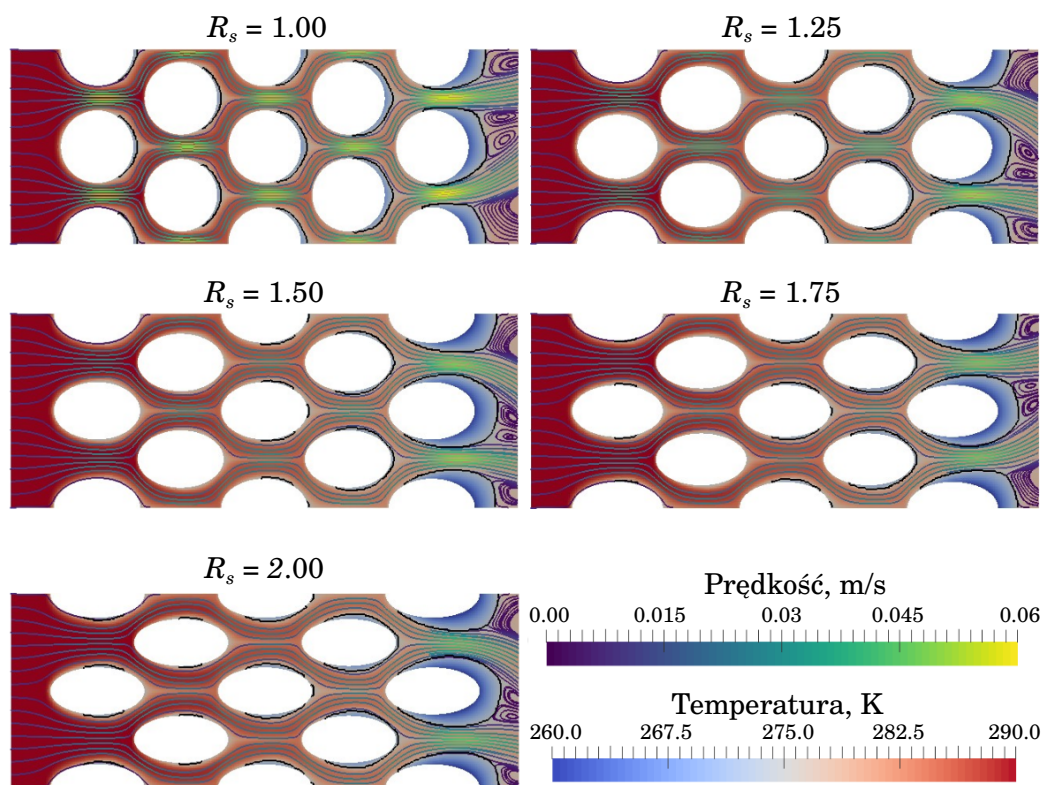
5.3.3 Wyniki

W wyniku zaproponowanych zmian powstało łącznie 15 różnych konfiguracji geometrycznych (każdy z pięciu wariantów kształtu rurek umieszczony został w trzech układach rur, różniących się podziałką s (rysunek 5.5)). Przykładowe wyniki w stanie ustalonym przedstawiono na rysunkach 5.13 - 5.15, odpowiednio dla podziałki 8, 10 i 14 mm. Rysunki te przedstawiają rozkład temperatury, linie prądu z kolorem zależnym od wartości prędkości oraz rozmiar i kształt obszaru zamrożonego (czarna obwiednia dookoła rur).

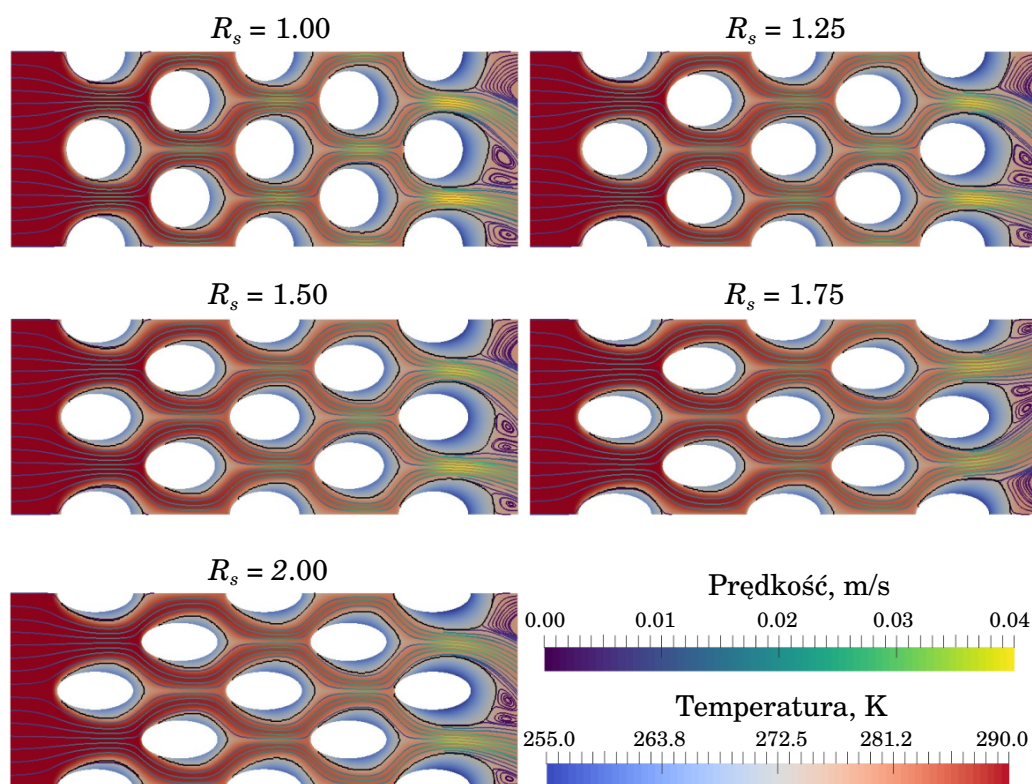
Na tej podstawie tych wyników można stwierdzić, że kształt rur ma zauważalny wpływ na maksymalną wartość prędkości ustalonej w każdym rozważanym przypadku. Najwyższą prędkość odnotowywano dla rur okrągłych

($R_s = 1.0$), co wynikało bezpośrednio z najwęższego przekroju między sąsiadującymi rurkami. Wartości te konsekwentnie malały wraz ze zwiększaniem spłaszczenia, a to z kolei skutkowało zwiększonym obszarem zamarznięcia, zwłaszcza na bokach tych rur.

Otrzymane wyniki, podobnie jak w przypadku wstępnych badań, pozwoliły na określenie mocy cieplnej (\dot{Q}_{H_2O}) oraz zawartości lodu (C_{ice}). Ponadto w ramach analizy wprowadzone do rozważań zostały także dodatkowe wielkości takie jak spadek ciśnienia, moc pompy oraz jej wartość w odniesieniu do strumienia ciepła.



Rysunek 5.13: Rozkład temperatury, linie prądu pokolorowane według prędkości oraz zakres oblodzenia (czarna obwiednia wokół rur) w symulacjach opływu rurek o różnym stopniu spłaszczenia i rozstawie heksagonalnym o podziałce $s = 8$ mm. Wynik przedstawione dla $Re_{H_2O} = 50$.

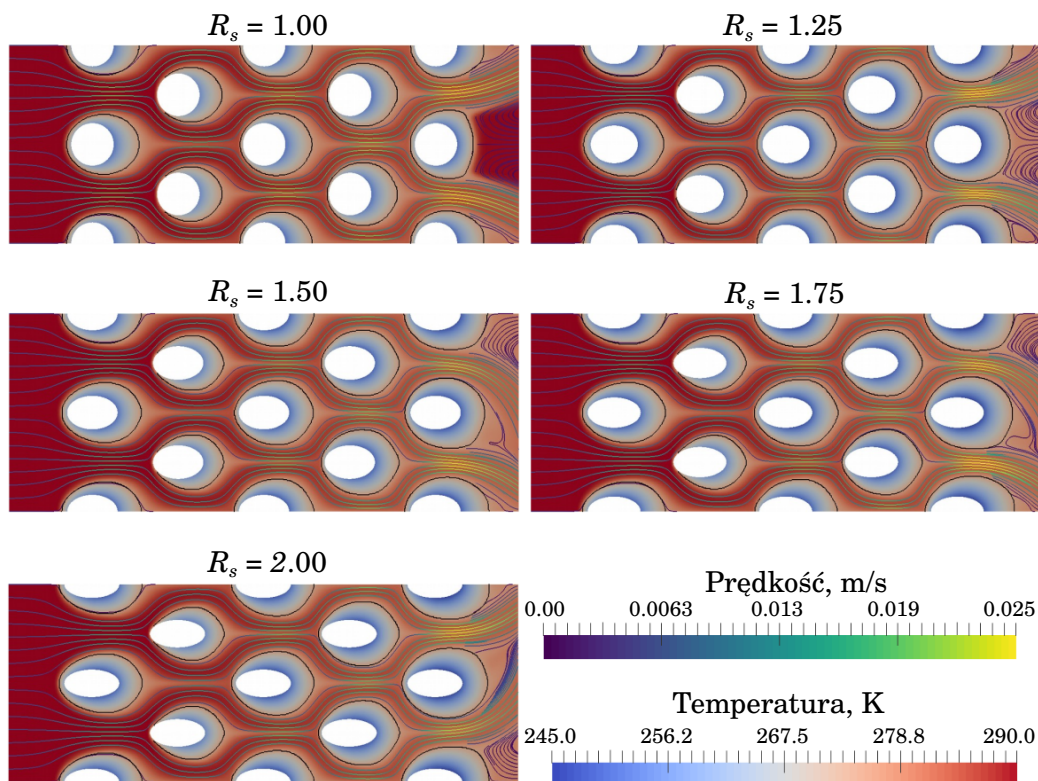


Rysunek 5.14: Rozkład temperatury, linie prądu pokolorowane według prędkości oraz zakres oblodzenia (czarna obwódka wokół rur) w symulacjach opływu rurek o różnym stopniu spłaszczenia i rozstawie heksagonalnym o podziałce $s = 10$ mm. Wynik przedstawione dla $Re_{H_2O} = 40$.

Moc cieplna i udział lodu

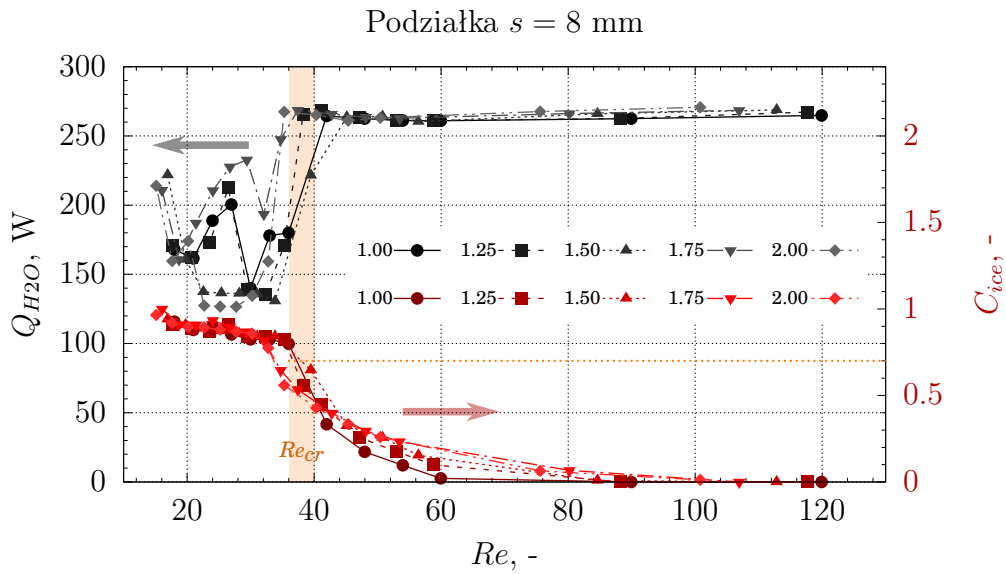
Wzorem analizy przeprowadzonej wyłącznie dla okrągłych rurek, pierwszymi wyznaczonymi parametrami była moc cieplna rozpatrywanego fragmentu wymiennika (Q_{H_2O} - wzór 4.2) oraz udział lodu w przekroju ostatniego rzędu rurek (C_{ice} - wzór 5.3). Na rysunkach 5.16 - 5.18 przedstawiono wpływ strumienia masowego wody (wyrażony pod postacią liczby Reynoldsa) na obie te wielkości. Rysunki przygotowano osobno dla każdej rozważanej podziałki układu rur s , a w ramach danej konfiguracji pokazano wszystkie pięć wariantów kształtu rurek R_s .

Na zaprezentowanych wykresach wyróżnić można trzy strefy. Zaczynając od prawej strony, jest to kolejno obszar stabilnego strumienia ciepła, obszar, w

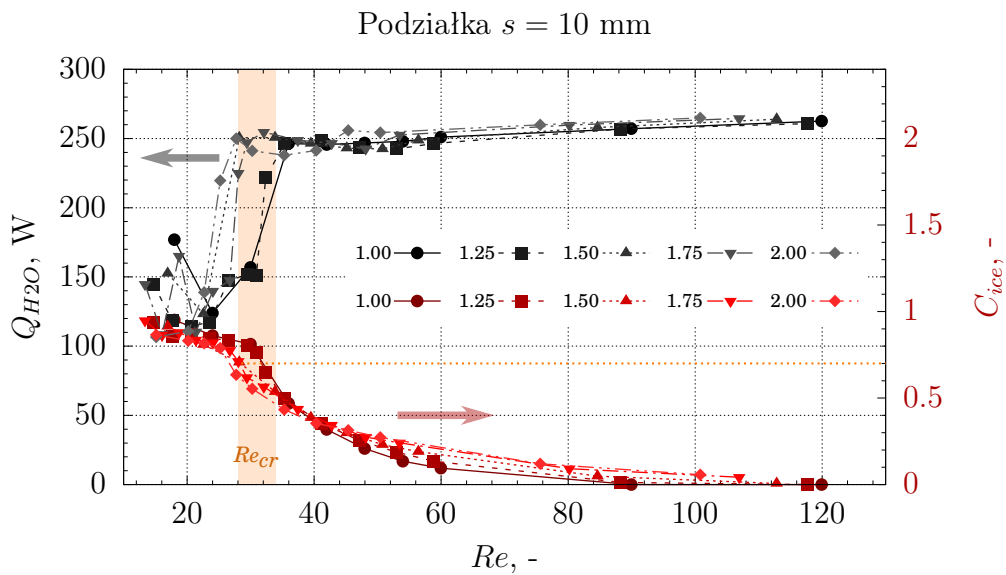


Rysunek 5.15: Rozkład temperatury, linie prądu pokolorowane według prędkości oraz zakres oblodzenia (czarna obwiednia wokół rur) w symulacjach opływu rurek o różnym stopniu spłaszczenia i rozstawie heksagonalnym o podziałce $s = 14$ mm. Wynik przedstawione dla $Re_{H_2O} = 30$.

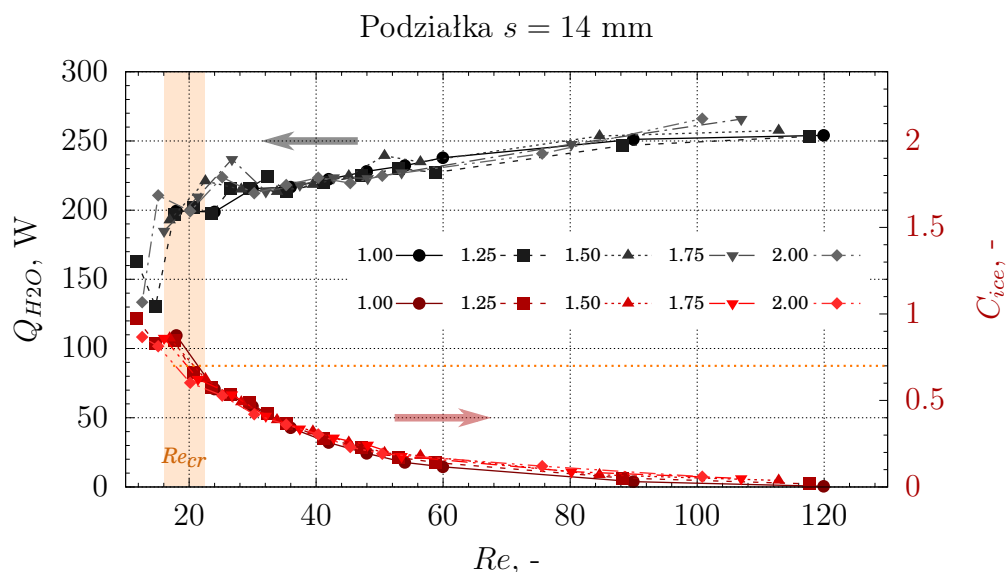
którym wartości te ulegają załamaniu w wyniku przyrastającej fazy stałej oraz strefę już zamrożoną. Dla wszystkich rozważanych układów rur, wymiany strumień ciepła kształtuje się w przybliżeniu na stałym poziomie do momentu nagłego spadku, wynikającego z nadmiernego zamarzania. Stabilność w tej fazie wynikać może ze zdominowania wymiany ciepła przez proces wrzenia błonowego. Ponadto wartości te utrzymują się nawet przy narastaniu lodu, jednak tylko do pewnej granicy. Nagły spadek mocy obserwowany jest gdy udział lodu w ostatnim rzędzie rur (C_{ice}) osiąga wartość około 0.7-0.8. Na tej podstawie zdefiniowano krytyczną liczbę Reynoldsa (Re_{cr}) dla każdego z układów, a jej obszar zaznaczono na wykresach. Dla różnych kształtów rurek, pozostaje ona na podobnym poziomie w ramach danej odległości między rurkami. Tak wyznaczone wartości zebrano w tabeli 5.3 oraz na wykresie 5.19.



Rysunek 5.16: Moc cieplna przekazywana przez wodę w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 8$ mm.



Rysunek 5.17: Moc cieplna przekazywana przez wodę w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 10$ mm.



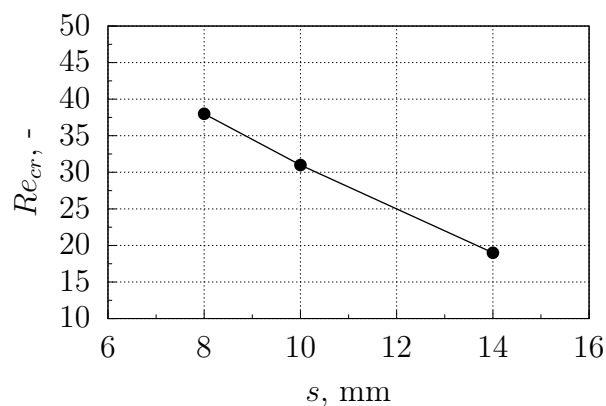
Rysunek 5.18: Moc cieplna przekazywana przez wodę w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 14$ mm.

Tabela 5.3: Krytyczne liczby Reynoldsa dla układów o różnej podziałce s rozmieszczenia rurek.

s , mm	Re_{cr}
8	36 - 40
10	28 - 34
14	16 - 22

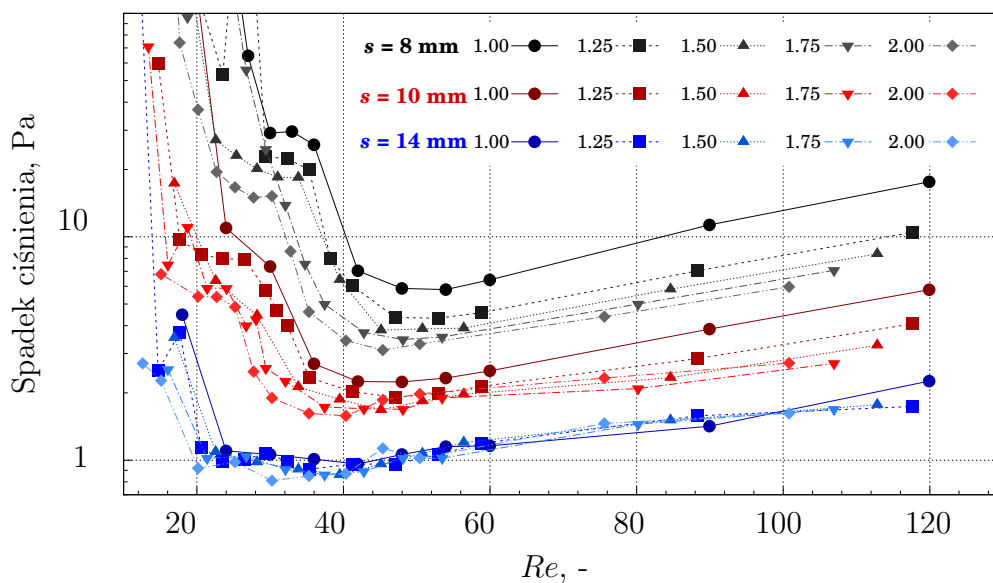
Spadki ciśnienia

Analiza strumieni ciepła oraz poziomu zlodowacenia wskazuje, że spłaszczenie rur nie przynosi pod tymi względami żadnej znaczącej poprawy. Osiągane są bowiem te same poziomy mocy cieplnej, a zablokowanie przepływu ma miejsce w okolicy podobnych liczb Reynoldsa. Niemniej innym parametrem, na który warto zwrócić uwagę, są spadki ciśnienia podczas przepływu, których wartości dla wszystkich wariantów pokazano na wykresie 5.20. Pod tym względem wykorzystanie smuklejszych kształtów rur (wyższa wartość R_s)



Rysunek 5.19: Średnie krytyczne liczby Reynoldsa dla układów o różnej podziałce s rozmieszczenia rurek.

pozwala ograniczyć te straty, a ich redukcja jest szczególnie widoczna przy mniejszych odległościach między rurkami $s = (8, 10)$ mm.

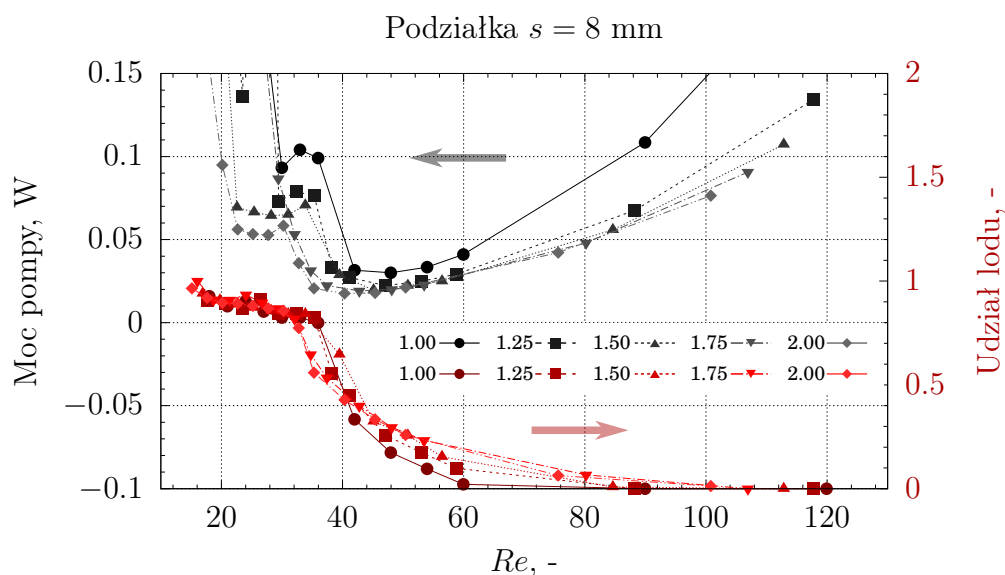


Rysunek 5.20: Straty ciśnienia w opływie rur dla wszystkich konfiguracji geometrycznych pęczka rur.

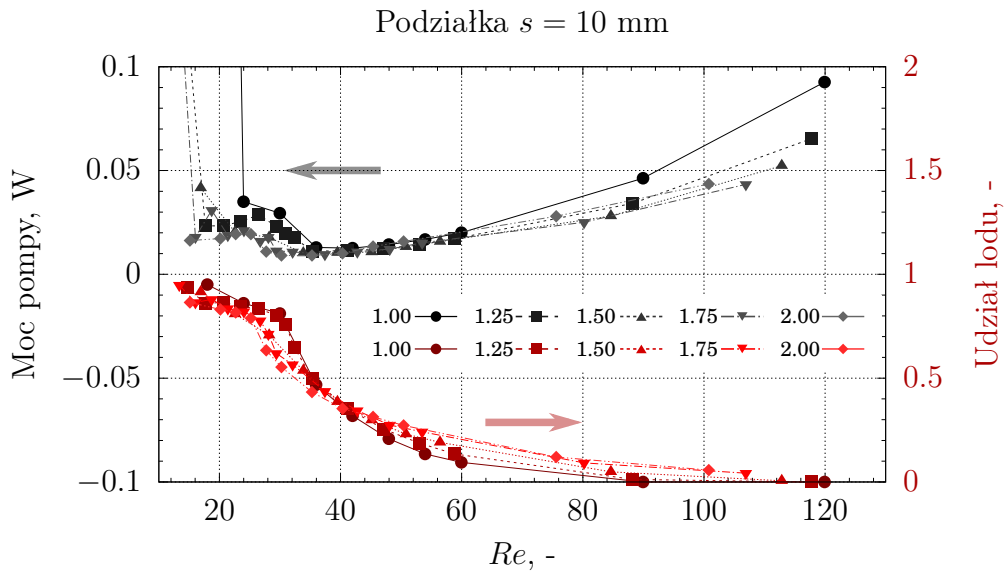
Warto również zauważyć, że minima osiągniętych spadków znajdują się w pobliżu krytycznych liczb Reynoldsa. Poniżej tych wartości następuje

mocny wzrost strat ciśnienia, co wynika z blokowania się przepływu na skutek znacznej ilości lodu. Ponadto znaczny wpływ na osiągnięte spadki ma także odstęp między rurami. Sam spadek ciśnienia jest jednak niewystarczający do bezpośredniego porównania rozważanych przypadków, ponieważ odnoszą się one do różnych konfiguracji wymiennika. Wprowadzona została zatem zmienna, będąca iloczynem spadku ciśnienia oraz strumienia objętościowego wody ($P_d = \Delta p V$) [37]. Jej zależność od odległości między rurkami oraz ich kształtu przedstawiono na rysunkach 5.21-5.23. Wartość P_d może być interpretowana jako teoretyczna moc pompy potrzebna do przetłoczenia wody przez badaną geometrię, przy czym nie uwzględnia się w tym sprawności takiej pompy.

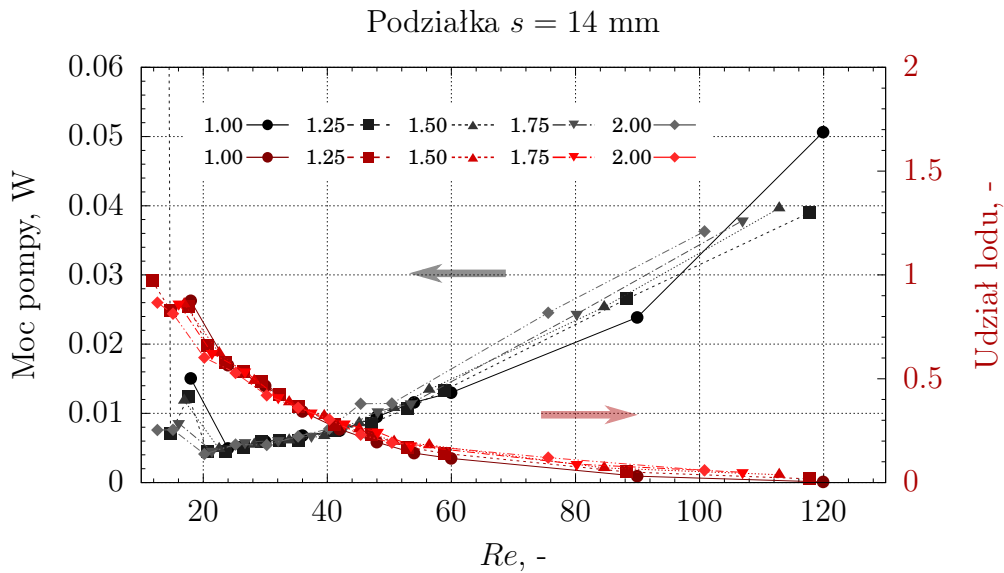
Minima dla danego rozstawu rur osiągane są dla tego samego przepływu niezależnie od kształtu rurek. Ogólna zmienność tych wartości również zdaje się być niewrażliwa na kształt rur eliptycznych. Od tej tendencji odbiega jedynie przypadek rur okrągłych ($R_s = 1$), dla której wartość P_d wzrasta bardziej dynamicznie wraz z liczbą Reynoldsa.



Rysunek 5.21: Teoretyczna moc pompy dla różnych spłaszczeń rurek w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 8$ mm.



Rysunek 5.22: Teoretyczna moc pompy dla różnych spłaszczeń rurek w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 10$ mm.

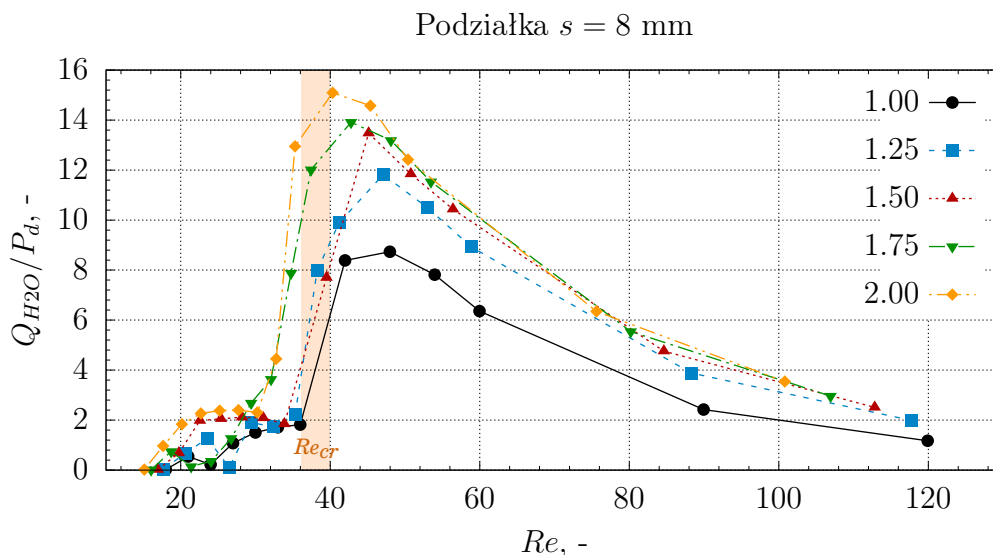


Rysunek 5.23: Teoretyczna moc pompy dla różnych spłaszczeń rurek w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 14$ mm.

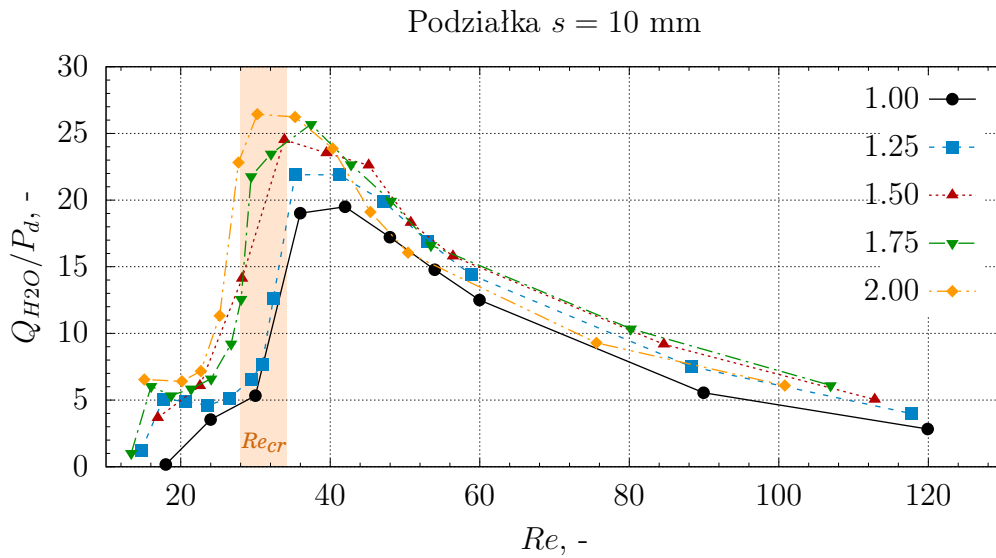
Stosunek mocy cieplnej do wymaganej mocy pompy

Ostatnim wprowadzanym parametrem jest stosunek strumienia ciepła \dot{Q}_{H_2O} do mocy pompy P_d . Pod względem optymalizacji pracy urządzenia, pożądane są tu jak najwyższe wartości tego współczynnika, co będzie prowadziło do intensyfikacji wymiany ciepła przy odpowiednio niskich spadkach ciśnień. Zależności te dla poszczególnych układów rur pokazano na rysunkach 5.24-5.26. Wartość ta zauważalnie wzrasta razem ze spłaszczaniem rurek, osiągając największe wartości dla $R_s = 2$ (o około 30% więcej niż dla rury okrągłej). Maksymalne wartości wzrastają również wraz ze zwiększeniem odstępu między rurami i są trzykrotnie większe dla $s = 14$ mm niż dla $s = 8$ mm.

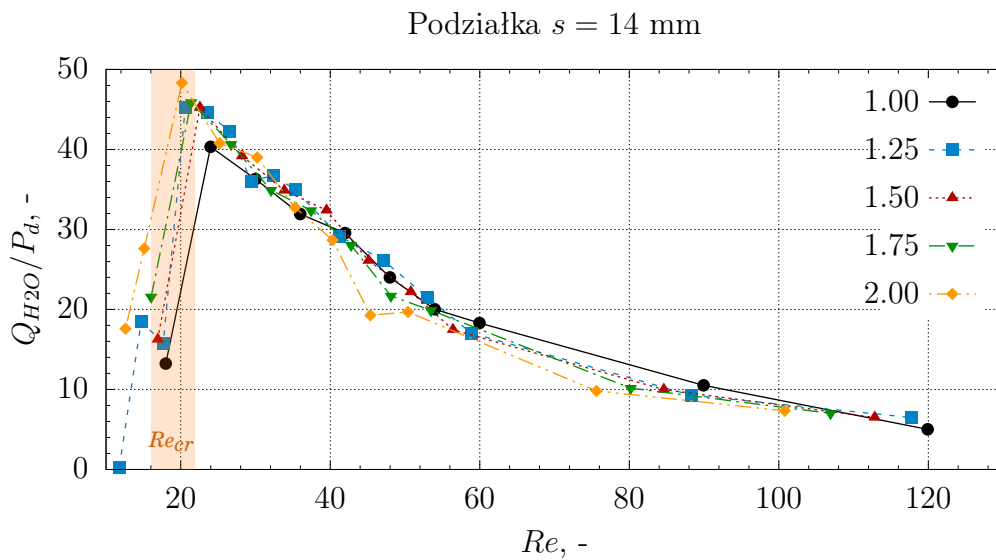
Jednocześnie, optymalne warunki przypadają dla liczb Reynoldsa, które odpowiadają obszarowi tuż przed jego krytyczną wartością (granica między stabilnym strumieniem ciepła a strefą załamania). Ze względu na ten parametr, praca w tak określonym optymalnym obszarze wydaje się być uzasadniona, jednak obarczona jest ryzykiem, gdzie drobna zmiana może spowodować niezamierzone wpadnięcie w niestabilny obszar pracy.



Rysunek 5.24: Stosunek mocy cieplnej przekazywanej w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 8$ mm do teoretycznej mocy pompy.



Rysunek 5.25: Stosunek mocy cieplnej przekazywanej w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 10$ mm do teoretycznej mocy pompy.



Rysunek 5.26: Stosunek mocy cieplnej przekazywanej w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 14$ mm do teoretycznej mocy pompy.

5.4 Podsumowanie

Opracowany model numeryczny został rozszerzony z przepływu w pojedynczym kanale na opływ poprzeczny pęka rur. Przygotowana w ten sposób geometria, może być postrzegana jako uproszczona reprezentacja przepływu przez sekcję płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła. Z wykorzystaniem tak zaprojektowanego modelu, przeprowadzone zostały badania obejmujące analizę wpływu wybranych parametrów. W tym celu przygotowane zostały modyfikacje obejmujące zmianę kształtu rur w pięciu różnych wariantach spłaszczenia oraz dla trzech konfiguracji ich rozmieszczenia różniących się odległością między rurami. Efekty wprowadzonych zmian sprawdzono w szerokim zakresie przepływu wody, a otrzymane wyniki dostarczyły interesujących spostrzeżeń dotyczących dynamiki powstawania lodu, przekazywanego strumienia ciepła, czy też spadków ciśnienia podczas procesu regazyfikacji LNG. Przeprowadzona analiza doprowadziła w szczególności do następujących wniosków:

1. W obszarze stabilnej pracy, strumień ciepła wymieniany między LNG, a wodą pozostaje niewrażliwy na liczbę Reynoldsa, co może wskazywać, że dominującym mechanizmem na drodze tej wymiany ciepła jest wrzenie błonowe.
2. Spłaszczenie rury delikatnie sprzyja powstawaniu lodu. Jednak efekt ten może być złagodzony poprzez zwiększenie odległości między rurami.
3. Spadek ciśnienia zależy od odległości między rurami i ich kształtu, a jego wartości maleją wraz ze zwiększaniem odległości między rurami. Ponadto, spadek ciśnienia maleje także przy zwiększaniu stopnia spłaszczenia kształtu rurek i osiąga najniższą wartość dla najbardziej spłaszczonych rur. Wielkość spadku może podlegać minimalizacji celem ustalania optymalnych warunków pracy, które znajdują się w pobliżu granicy stabilności przepływu (okolice krytycznej liczby Reynoldsa) i przy zbyt niskim przepływie może dojść do zablokowania drogi przepływu i zwiększenia spadków ciśnienia.
4. Spłaszczenie rury może dostarczyć mniejszy spadek ciśnienia w porównaniu z użyciem rur okrągłych. Ponadto może również prowadzić do zmniejszenia pracy pompy i większej niezawodności systemu, poszerzając zakres optymalnych przepływów wody.

5. Spłaszczenie rury może dostarczyć wyższy strumień ciepła przy danej pracy pompy. Zwiększenie odległości między rurami również zwiększa ten efekt.
6. Bieżące badania pozwoliły zidentyfikować krytyczną liczbę Reynoldsa (poniżej której wymiennik ciepła jest zablokowany przez lód), która jest niewrażliwa na różne kształty rur, ale maleje wraz ze zwiększaniem odległości między rurami.

ROZDZIAŁ 6

ROZSZERZONY MODEL WYMIENNIKA DO ODPAROWANIA CIECZY KRIOGENICZNEJ

Przeprowadzone do tego momentu badania wykorzystywały jedynie wstępny model wrzenia, szczegółowo opisany w rozdziale 3.3. Skupiono tam uwagę głównie na stronie czynnika grzewczego, który to w procesie oddawania ciepła mógł ulec zamarznięciu. Jest to oczywiście istotny aspekt, na który należy zwracać szczególną uwagę między innymi ze względu na potencjalne ryzyko uszkodzeń. Celem powinno być zatem utrzymanie urządzeń w stabilnym stanie pracy, w którym to nie dopuszcza się do całkowitego zamarznięcia nośnika ciepła w ich wnętrzu. Niemniej z punktu widzenia cieczy kriogenicznej istotą procesu regazyfikacji będzie jej odparowanie, a następnie przegrzanie par. To z kolei w analizach cieplno-przepływowych będzie miało kluczowe znaczenie podczas pracy z pełnowymiarowymi przypadkami. Z tego względu, wstępnie zaproponowany model, który do tej pory w żaden sposób nie uwzględniał możliwości odparowania cieczy musiał zostać rozszerzony o wspomnianą funkcjonalność.

6.1 Założenia modelu

Ustalając zasady na jakich powinien funkcjonować docelowy model należało wziąć pod uwagę aktualne możliwości, a także zwrócić uwagę na potrzebne do wprowadzenia zmiany. Wymagana jest przy tym pewna elastyczność modelu, ponieważ przy zmieniających się warunkach pracy, granica, w której dojdzie do pełnego odparowania może przemieszczać się w trakcie prowadzonych

symulacji.

Bazując na wypracowanym do tej pory modelu, część jego podstawowych założeń pozostaje nadal aktualna, podczas gdy część wymaga uściślenia bądź rozszerzenia. W ten sposób wyróżnić można najważniejsze punkty charakteryzujące rozwijany model:

1. Obszar obliczeniowy w dalszym ciągu podlega podziałowi na podstawowe grupy obszarów, przy czym dotychczasowy obszar wrzącej cieczy kriogenicznej należy rozbić na dwa osobne przypadki - odpowiednio kriogenu w stanie cieczy wrzącej oraz kriogenu w stanie gazowym. W ten sposób wyróżnione zostają łącznie cztery osobliwe grupy obszarów:
 - czynnik grzewczy (nośnik ciepła),
 - przegroda rozdzielająca medium grzewcze od cieczy kriogenicznej bądź jej par,
 - kriogen w stanie cieczy wrzącej,
 - kriogen w stanie gazowym.
2. Cały obszar kriogenu (niezależnie czy jest to ciecz czy gaz) traktowany jest w dalszym ciągu jako ciało stałe o dostosowanej przewodności cieplnej - uwzględnianej osobno dla obszaru cieczy i osobno dla obszaru gazu - na zasadach identycznych jak te opisane w rozdziale 3.3.3.
3. Wśród parametrów dotyczących cieczy kriogenicznej uwzględnić należy jej stopień suchości, strumień masowy, a także kierunek przepływu.
4. Wyznaczona zostaje wyraźna granica, w której następuje pełne odparowanie cieczy kriogenicznej. Począwszy od teoretycznego miejsca wlotu tej substancji, aż do tego miejsca kriogen traktowany jest w całości jako ciecz wrząca. Z kolei na odcinku od tego punktu aż do teoretycznego wylotu przyjmuje parametry charakterystyczne dla gazu.
5. Miejsce całkowitego odparowania ustalane jest w punkcie, w którym sumaryczne ciepło przekazywane do kriogenu przez nośnik ciepła osiągnie wartość potrzebną do odparowania danego strumienia substancji o zadeklarowanym stopniu suchości na wlocie.

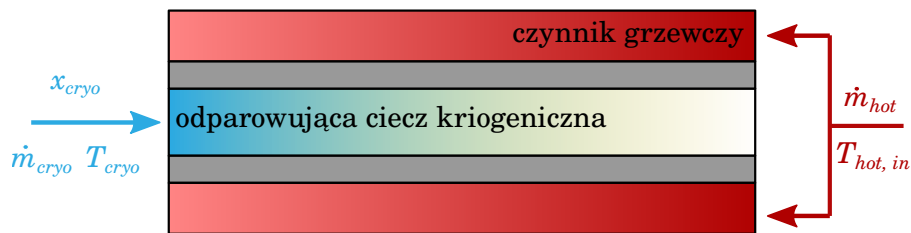
6. Uwzględnieniu podlegać powinno przegrzanie par czynnika po jego odparowaniu. Zakłada się przy tym, że maksymalna temperatura jaką mogą osiągnąć pary czynnika jest mniejsza od temperatury wlotowej czynnika grzewczego.
7. Obliczenia prowadzone są iteracyjnie, aż do osiągnięcia ustalonej temperatury czynnika grzewczego na wylocie oraz stabilnej temperatury wylotowej kriogenu. Pomiedzy kolejnymi iteracjami następuje aktualizacja ewentualnej granicy odparowania oraz temperatury gazu. W ten sposób możliwe jest także wprowadzanie zmiennych warunków, na które układ powinien reagować.
8. Model powinien być możliwy do wykorzystania w pracy z różnymi substancjami bądź geometriami.

Szczegóły funkcjonowania i realizacji poszczególnych punktów zawarto w dalszej części tego rozdziału

6.2 Sposób prowadzenia symulacji

Jak zwrócono uwagę w założeniach przygotowywanego modelu, powinien uwzględniać on punkt odparowania czynnika, określać wielkość przegrzewu jego par, a także działać w sposób iteracyjny, zapewniający zbieżność wyników osiąganych wartości, a także możliwość reakcji na potencjalne zmiany w rozpatrywanym systemie.

Poniższy opis stanowi swego rodzaju instrukcje objaśniającą krok po kroku sposób realizacji kolejnych etapów obliczeń. Omówione zostanie to na przykładzie pojedynczej rurki, przez którą przepływa odparowujący czynnik kriogeniczny, a od zewnątrz obmywana jest przez przepływający czynnik grzewczy (rysunek 6.1).



Rysunek 6.1: Poglądowy przykład do omówienia etapów pracy rozbudowanego modelu.

- **Krok 1:** Ustalenie współczynników przewodności cieplnej

Jednym z wyzwań stawianych przed rozwijanym modelem, jest kwestia modelowania obszaru kriogenu (ciecz lub gaz) jako ciała stałego o reprezentatywnej przewodności cieplnej. Sam proces przejścia z funkcji współczynnika wnikania ciepła do odpowiedniej zależności na przewodnictwo cieplne nie różni w żaden sposób od metody szczegółowo opisanej w rozdziale 3.3.3. Przedstawione tam zasady obowiązywać będą także w tym podejściu i to zarówno dla modelu cieczy kriogenicznej jak i jej par.

O ile sama metoda przekształcenia parametrów jest znana, to do jej wykorzystania potrzebna jest znajomość funkcji opisującej współczynnik wnikania ciepła w zależności od różnicy temperatur.

Zależność tą dla wrzącego czynnika kriogenicznego można wzorem wcześniejszych badań pozyskać na podstawie danych pomiarowych prezentowanych w pracach badawczych, które następnie przybliży się odpowiednią funkcją. Innym sposobem może być natomiast wykorzystanie dostępnych w literaturze formuł pozwalających obliczyć współczynniki wymiany ciepła przy przepływie wrzącej cieczy. Wymienić można tu przykładowo takie zależności jak na przykład:

- równania Giarratano i Smitha [75, 76],
- równanie Groenevelda [77, 78],
- korelacja Miropolskiego [79, 80, 81, 82, 83],
- korelacja Chena [84, 85].

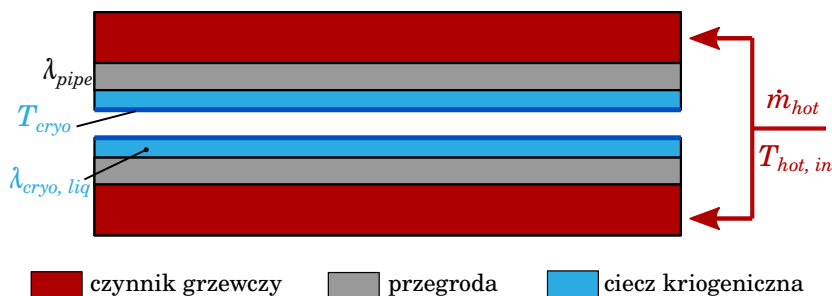
Należy jednak zwracać przy tym uwagę jakich dokładnie warunków dotyczy dane równanie. Mowa tu o takich czynnikach jak reżim wrzenia [86], rodzaj czynnika, geometria przepływu, wymiana ciepła przy stałym strumieniu ciepła lub temperaturze [87] i inne.

Analogiczne rozważania mogą być prowadzone dla kriogenu w stanie gazowym. W tym przypadku stosując wzory odpowiednie dla warunków przepływu należy wyznaczyć liczbę Nusselta, a z niej dalej wartość współczynnika wymiany ciepła.

Co istotne, większość funkcji wykorzystywać będzie informacje o prędkości przepływu płynu, a w przypadku odparowywania, także stopień suchości.

- **Krok 2:** Przygotowanie stanu początkowego

Mając wyznaczone współczynniki przewodzenia ciepła dla kriogenu (zarówno dla cieczy jak i gazu), kolejnym etapem jest ustalenie stanu początkowego i przygotowanie obszaru obliczeniowego do symulacji. Z racji, iż jest to pierwsze uruchomienie obliczeń, zakłada się, że cała objętość rurki zajęta jest przez wrzącą ciecz kriogeniczną. Oznacza to, że nie występuje tu jeszcze obszar gazu. Ponadto, region ten modelowany jest już jako warstwa ciała stałego, gdzie na jego wewnętrznej powierzchni zadana jest temperatura wrzenia T_{cryo} . Warstwa ta posiada ustaloną przewodność cieplną, wyznaczoną w kroku pierwszy, która jest charakterystyczna dla danego przypadku. Po stronie czynnika grzewczego definiowana jest natomiast prędkość i temperatura na wlocie.



Rysunek 6.2: Krok 2 rozbudowanego modelu wrzenia i wymiany ciepła - początkowy stan symulacji.

- **Krok 3:** Uruchomienie symulacji

Mając przygotowany cały obszar obliczeniowy, możliwe jest uruchomienie pierwszych obliczeń, tak jak to miało miejsce w poprzednich badaniach. Po wykonaniu określonej liczby kroków czasowych, możliwe jest przejście do następnego kroku gdzie wyniki zostaną poddane analizie.

- **Krok 4:** Analiza wyników symulacji

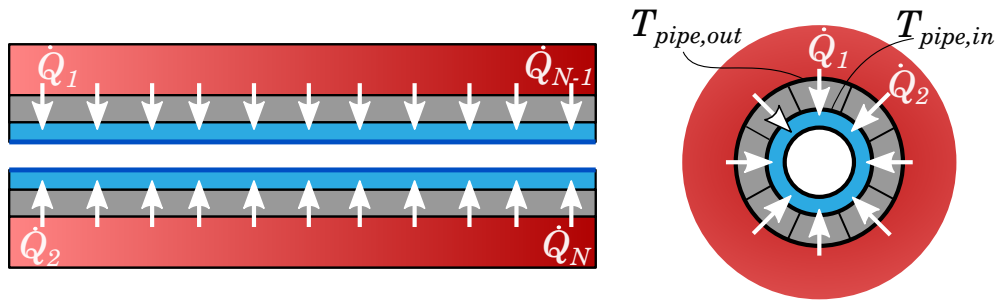
Wyniki, głównie w postaci pola temperatury, pozwalają na obliczenie ciepła docierającego przez rurkę do cieczy kriogenicznej. Na podstawie analizy tej wartości dokonuje się następnie ustalenia czy i gdzie nastąpiło odparowanie cieczy, a także w jakim stopniu zostały przegrzane jego pary. W kroku tym można zatem wydzielić następujące operacje:

- Obliczenie ciepła przekazywanego przez każdą komórkę powierzchni przegrody

Ciepło docierać będzie do cieczy kriogenicznej na całej długości rurek, jednak ze względu na zmieniającą się wartość temperatury medium grzewczego oraz sposób w jaki przepływa dookoła rurek, niektóre partie mogą być mniej lub bardziej aktywne w procesie przekazywania ciepła do kriogenu. Z tego powodu proces analizy wymianianego ciepła należy rozpatrzyć osobno dla każdej komórki powierzchni rurka-czynnik grzewczy. Ciepło przewodzone przez wybrany fragment przegrody zależeć będzie od powierzchni tej części A_i , temperatur na jej zewnętrznej i wewnętrznej stronie oraz przewodności cieplnej materiału. Dla rurki może być to wyrażone wzorem:

$$\dot{Q}_i = \frac{A_i}{r_{out,pipe}} \cdot \frac{\int_{T_{pipe,in}}^{T_{pipe,out}} \lambda_{pipe}(T) dT}{\ln\left(\frac{r_{out,pipe}}{r_{in,pipe}}\right)}, \quad (6.1)$$

W tym przypadku, wykonując analizę komórek powierzchni zewnętrznej rurki, jako temperaturę powierzchni wewnętrznej przyjąć można wartość z najbliższej komórki tamtej części.



Rysunek 6.3: Krok 4 rozbudowanego modelu wrzenia i wymiany ciepła - obliczenie ciepła przekazywanego przez każdą komórkę powierzchni przegrody.

- Wyznaczenie skumulowanego strumienia ciepła przekazywanego przez rurkę na całej jej długości
Mając obliczone wartości strumieni ciepła na każdej komórce powierzchni zewnętrznej można dokonać ich zsumowania, tak aby sprawdzić ile łącznie ciepła dostarczane jest do kriogenu. Wartość ta w dowolnym miejscu lx będzie sumą pojedynczych wartości \dot{Q}_i znajdujących się przed danym punktem ($li \leq lx$). Symbolicznie można zapisać to w postaci:

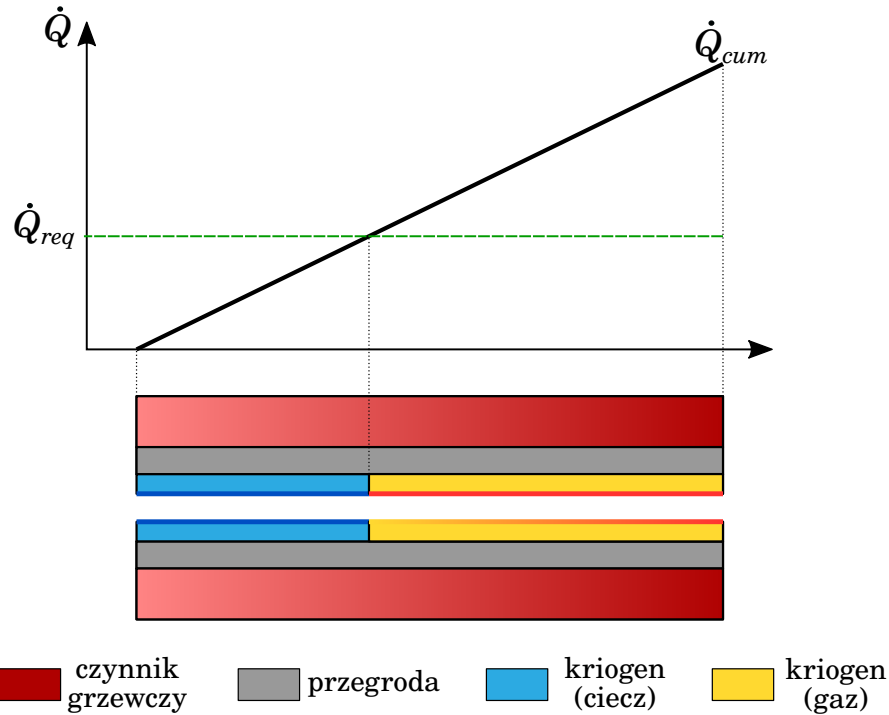
$$\dot{Q}_{cum,lx} = \sum \dot{Q}_{i,(li \leq lx)}. \quad (6.2)$$

- Wyznaczenie ciepła potrzebnego do odparowania czynnika
Strumień ciepła potrzebny do całkowitego odparowania czynnika wynikać będzie ze strumienia kriogenu \dot{m}_{cryo} , jego stopnia suchości x_{cryo} oraz ciepła parowania c_{vap} . Dane jest wówczas wzorem:

$$\dot{Q}_{req} = \dot{m}_{cryo}(1 - x_{cryo})c_{vap}. \quad (6.3)$$

- Określenie punktu odparowania i przygotowanie nowych regionów
Wyznaczone wcześniej wartości skumulowanego strumienia ciepła wzdłuż drogi przepływu kriogenu można zestawić z wartością energii potrzebnej do całkowitego odparowania danego strumienia czynnika. Jeżeli ciepło nieprzekazywane od nośnika ciepła Q_{cum} nie przewyższa wartości Q_{req} , oznacza to, że nie dojdzie do odparowania cieczy. Z kolei w sytuacji, gdy do kriogenu dostarczone zostanie ciepło przekraczające wartość Q_{req} , wówczas punkt, w którym

$Q_{cum} = Q_{req}$ jest punktem, od którego możemy mówić o kriogenicie w stanie gazowym i taki też region zostaje przygotowany do kolejnej symulacji. Schematycznie posługując się wykresem może być przedstawione tak jak na rysunku 6.4



Rysunek 6.4: Krok 4 rozbudowanego modelu wrzenia i wymiany ciepła - określenie punktu odparowania i przygotowanie nowych regionów.

- Ustalenie temperatury gazu
Ostatnim etapem przed ponownym uruchomieniem symulacji jest ustalenie temperatury na wewnętrznej powierzchni obszarów kriogenu. W przypadku cieczy, sytuacja jest prosta, gdyż zadawana jest tam stała wartość T_{cryo} . Dla gazu wartość ta powinna oznaczać temperaturę do jakiej zostały przegrzane pary kriogenu. W związku z tym w punkcie odparowania przyjmowana jest wartość T_{cryo} , natomiast dalej, do ustalenia temperatury wykorzystywane są wartości Q_{cum} . Ciepło przekazywane już za miejscem odparowania będzie

przeznaczone właśnie na ogrzanie gazu.

$$\dot{Q}_{cum,i} - \dot{Q}_{req} = \dot{m}_{cryo} \int_{T_{cryo}}^{T_i} c_{p,gas}(T) dT, \quad (6.4)$$

gdzie $c_{p,gas}$ jest ciepłem właściwym gazu. Jeżeli przyjąć stałą jego wartość, wówczas zależność pomiędzy strumieniami ciepła a temperaturą wyglądałaby następująco:

$$\dot{Q}_{cum,i} - \dot{Q}_{req} = \dot{m}_{cryo} c_{p,gas} (T_i - T_{cryo}). \quad (6.5)$$

Jeżeli osiągnięty został limit iteracji, bądź w wyniku takiej analizy, różnice pomiędzy aktualną i poprzednią iteracją nie są większe niż pewna założona przez badacza wartość, wówczas możliwe jest zakończenie obliczeń i przejście do kroku 6. W badaniu oczekiwana jest stabilizacja temperatur wylotowych czynników oraz granicy odparowania.

- **Krok 5:** Uruchomienie symulacji

Po ustaleniu zasięgu każdego z obszarów kriogenu oraz temperatur na jego powierzchni, możliwe jest ponowne uruchomienie obliczeń w nowej przestrzeni. Po ich zakończeniu ponawiany jest **krok 4**.

- **Krok 6:** Zakończenie obliczeń

Koniec obliczeń oznacza albo uzyskanie ustalonego rozwiązania, albo osiągnięcie maksymalnej liczby iteracji. W drugim przypadku możliwe jest wówczas kontynuowanie obliczeń od ostatniego przeanalizowanego punktu.

ROZDZIAŁ 7

EKSPERYMENT PORÓWNAWCZY DLA ROZSZERZONEGO MODELU WYMIENNIKA

W rozdziale omówiono eksperyment doświadczalny, przeprowadzony równoległe z procesem opracowywania rozszerzonego modelu numerycznego do odparowania cieczy kriogenicznej (rozdział 6). Celem eksperymentu było przeprowadzenie testów wydajności wymiennika płaszczowo-rurowego służącego do regazyfikacji LNG. Wyniki pomiarów posłużyły jakościowej ocenie predykcji rozwijanego modelu oraz nadaniu mu potencjalnych ścieżek dalszego rozwoju.

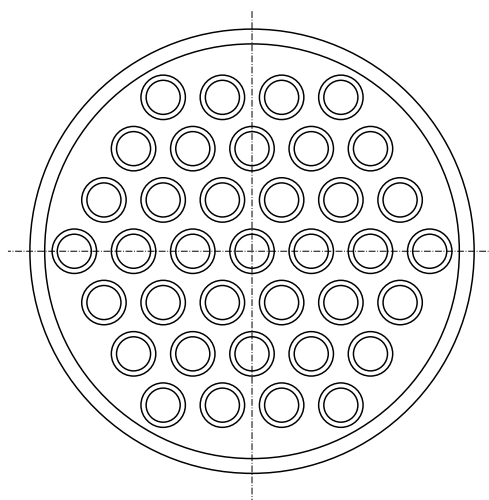
7.1 Opis stanowiska badawczego wymiennika płaszczowo-rurowego

Do przeprowadzenia badań eksperymentalnych wykorzystany został regazyfikator LNG o projektowej mocy 5 kW. Jest to wymiennik ciepła typu płaszczowo-rurowego, w którym rolę medium grzewczego pełni woda o temperaturze otoczenia (293 K), nominalnym strumieniu masowym 400 g/s i ciśnieniu na wylocie z wymiennika równym ciśnieniu atmosferycznemu. Jako czynnik kriogeniczny odbierający ciepło użyty został skroplony azot, który jest czynnikiem łatwo dostępny, chemicznie obojętnym i relatywnie nie drogim. Ponadto jest czynnikiem bardzo dobrze przebadanym, dla którego tablice termodynamiczne cechuje duża dokładność. Zgodnie z założeniami, azot podczas przepływu przez wymiennik powinien być w całości odparowany,

a następnie przegrzany do temperatury około 283 K. Biorąc pod uwagę fakt, iż nieuzasadnione ekonomicznie byłoby tworzenie obiegu zamkniętego dla wymiennika tak małej mocy, dlatego po odparowaniu i przegrzaniu par, azot został bezpiecznie skierowany do atmosfery. Podstawowe wymiary wykorzystanego regazyfikatora przedstawiono w tabeli 7.1 a jego przekrój poprzeczny z widokiem rozmieszczenia rurek pokazany został na rysunku 7.1.

Tabela 7.1: Podstawowe dane geometryczne wymiennika płaszczowo-rurowego wykorzystanego w eksperymencie.

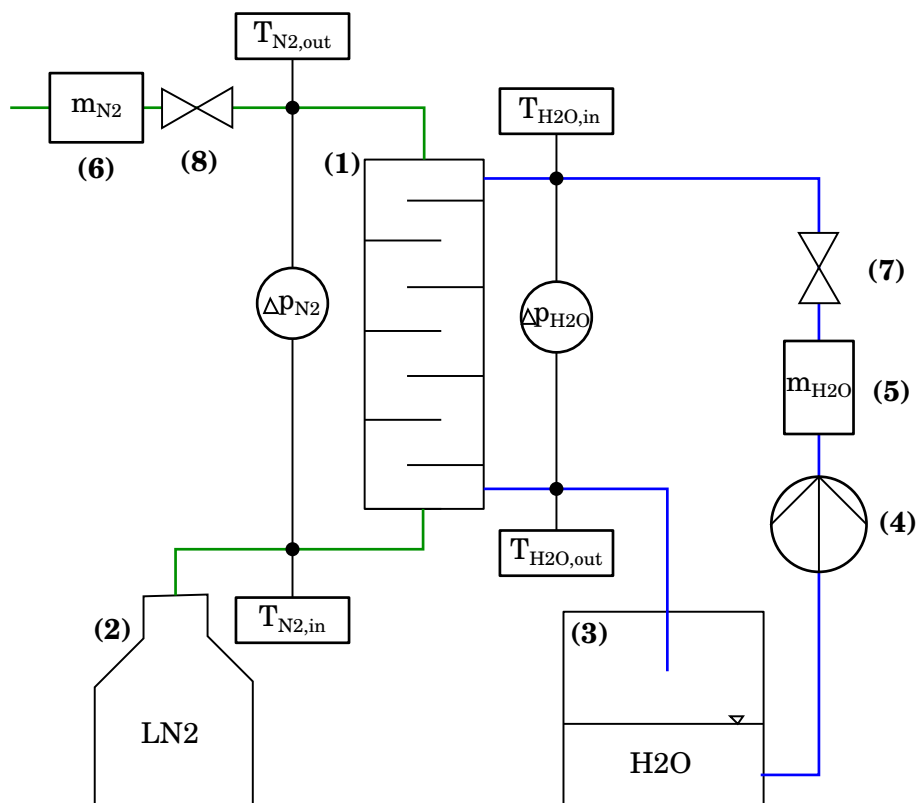
Wymiary płaszcza	60 x 2 mm
Długość płaszcza	945 mm
Wymiary rurki	6 x 0.7 mm
Długość rurek	1000 mm
Liczba rurek	37
Podziałka rurek w układzie heksagonalnym	8 mm
Rozstaw płyt segmentowych	40 mm
Wysokość płyty segmentowej	43 mm
Liczba rzędów rur	7



Rysunek 7.1: Widok poprzeczny płaszcza oraz rozkładu orurowania w wykorzystanym do pomiarów wymienniku ciepła.

Stanowisko pomiarowe

Schemat stanowiska pomiarowego został zaprezentowany na Rysunku 7.2



Rysunek 7.2: Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania regazyfikacji w wymienniku płaszczowo-rurowym.

Wymiennik ciepła (1) zasilany jest ciekłym azotem ze zbiornika ciśnieniowego (2) przy użyciu węża elastycznego, izolowanego próżniowo. Do odparowania i ogrzania czynnika kriogenicznego stosuje się wodę podawaną ze zbiornika (3), do którego jest ona zawracana po opuszczeniu wymiennika ciepła. Ruch wody w zamkniętej pętli wymuszony jest za pomocą pompy cyrkulacyjnej (4). Zarówno linia czynnika grzewczego (wody) jak i ogrzewanego (azotu) wyposażone są w przepływomierze masowe, odpowiednio (5) i (6), oraz zawory do kontroli strumienia przepływu, odpowiednio (7) i (8). Na wyjściach i wejściach poszczególnych strumieni z wymiennika ciepła zlokalizowane są czujniki temperatur (T). Spadki ciśnień obydwóch strumieni przepływających

przez wymiennik mierzone są za pomocą różnicowych przetworników ciśnień (Δp).

Aparatura pomiarowa

Elementy stanowiska pomiarowego zostały przedstawione w tabeli 7.2 (dla obiegu wody) oraz w tabeli 7.3 (dla obiegu azotu):

Tabela 7.2: Elementy pomiarowe stanowiska badawczego - obieg wodny.

Punkt pomiarowy	Producent	Model	Zakres
Pompa obiegu wody	OMNIGENA	DP 355Y	0 – 42 l/min
Strumień objętościowy przepływu	Huba Control	210.911441K	2 – 40 l/min
Temperatura wlotowa	Termo-Precyzja	Pt100 (Kl. 1/3B)	–196.. + 20°C
Temperatura wylotowa	Termo-Precyzja	Pt100 (Kl. 1/3B)	–196.. + 20°C
Spadek ciśnienia	BD SENSORS	DMD 331 730-C-1001-1-5- 100-J00-1-00R	0..1 bar

Tabela 7.3: Elementy pomiarowe stanowiska badawczego - obieg azotowy.

Punkt pomiarowy	Producent	Model	Zakres
Temperatura wlotowa	Termo-Precyzja	Pt100 (Kl. B)	-196.. + 20°C
Temperatura wylotowa	Termo-Precyzja	Pt100 (Kl. B)	-196.. + 20°C
Spadek ciśnienia	BD SENSORS	DMD 331 730-D-2501-1-5- 100-J00-1-00R	0..2.5 bar
Ciśnienie absolutne	Omega	PX119-300AI	0..21 bar
Strumień objętościowy przepływu	Bronkhorst	D-6371- DR/004BI	100 – 1000 lN/min

Podkreślić należy tutaj, że czujniki po stronie wody, charakteryzują się wyższą klasą dokładności niż w przypadku obiegu azotowego, co wynika z osiągniętych różnic temperatur w obu tych obiegach. Aby ograniczyć błędy pomiarowe, zastosowano termometry rezystancyjne Pt100 o klasie dokładności AA (określanej również jako 1/3B)

7.2 Przebieg eksperymentu

W ramach badań na przygotowanym stanowisku pomiarowym, zaplanowane zostały wstępnie dwie grupy pomiarów:

1. Zmiana przepływu wody w zakresie od 300 do 500 g/s (18-30 l/min) przy utrzymywanym stałym przepływie azotu na poziomie 13 g/s (620 lN/min).
2. Zmiana strumienia masowego azotu w zakresie od 9 do 17 g/s (430-820 lN/min) przy utrzymywanym stałym przepływie wody na poziomie 400 g/s (24 l/min).

Pierwsze wyniki pomiarów wykazały jednak zbyt niską temperaturę wylotową azotu, podczas gdy wykorzystany przepływomierz azotowy nie był certyfikowany do pracy w takich temperaturach. W związku z tym, celem podwyższenia temperatury azotu na wylocie z wymiennika, zdecydowano się ograniczyć jego przepływ. Jednocześnie, redukcji uległ także strumień przepływu wody, tak by osiągać tam wyższe spadki temperatur, co z kolei przełożyłoby się na zmniejszenie niepewności pomiarowych. Ostatecznie, plan eksperymentu zakładał dwie kampanie pomiarowe, które ideowo pokrywały się ze wstępnym planem, a dostosowane zostały jedynie badane zakresy zmienności. I tak:

1. Zmiana przepływu wody w zakresie od 230 do 350 /s (14-22 l/min) przy utrzymywanym stałym przepływie azotu na poziomie 5.2 g/s (250 lN/min).
2. Zmiana strumienia masowego azotu w zakresie od 3 do 10 g/s (150-500 lN/min) przy utrzymywanym stałym przepływie wody na poziomie 330 g/s (20 l/min).

Wynikiem tak przeprowadzonych pomiarów, był zbiór danych zawierających przede wszystkim wartości strumieni przepływu wody oraz azotu, ich temperatury na wlocie i wylocie z wymiennika, a także wartości ciśnienia. Pomiarzy te pozwoliły w kolejnym kroku na wyznaczenie mocy cieplnej badanego wymiennika. Obliczeń tych dokonano na podstawie wartości zmierzonych po stronie wodnej zgodnie ze wzorem:

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{V}_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_{p,T_{avg}} \cdot (T_{H_2O,in} - T_{H_2O,out}), \quad (7.1)$$

gdzie ciepło właściwe wody c_p określone było dla średniej temperatury między wlotem a wylotem.

Ze względu na brak pomiaru stopnia suchości par azotu na wlocie do wymiennika, niemożliwe było określenie mocy po stronie azotowej, gdyż nieznana była wartość ciepła wykorzystana do odparowania cieczy. Niemniej, jak zaznaczono w opisie rozwiniętego modelu numerycznego (rozdział 6), wartość stopnia suchości par kriogenu jest jednym z parametrów wchodzących do obliczeń. W związku z tym postanowiono wykorzystać wartość mocy wymiennika wyznaczoną po stronie wody celem ustalenia stopnia suchości.

Niepewności pomiarowe zmierzonych wielkości zostały wyznaczone w oparciu o dokumentację techniczną urządzeń. Z kolei dla wielkości ob-

liczanych zastosowano tu prawo przenoszenia niepewności zgodnie ze wzorem:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_k \left[\frac{\partial y}{\partial x_k} u(x_k) \right]^2} \quad (7.2)$$

Przykładowo na podstawie mocy wymiennika określonej wzorem (7.1) i przy pominięciu błędów związanych z wyznaczeniem wartości parametrów gęstości i ciepła właściwego, niepewność można zapisać jako:

$$\frac{u_c(\dot{Q}_{H_2O})}{\dot{Q}_{H_2O}} = \sqrt{\left(\frac{u(\dot{V}_{H_2O})}{\dot{V}_{H_2O}} \right)^2 + \left(\frac{u(T_{H_2O,in})}{T_{H_2O,in}} \right)^2 + \left(\frac{u(T_{H_2O,out})}{T_{H_2O,out}} \right)^2} \quad (7.3)$$

W równaniu tym wielkości $u(T)$ oraz $u(\dot{V})$ należy obliczyć zgodnie z dokumentacją techniczną przyrządów mierniczych. Dla przykładu czujnik temperatury w klasie 1/3B charakteryzuje się odchyłką równą:

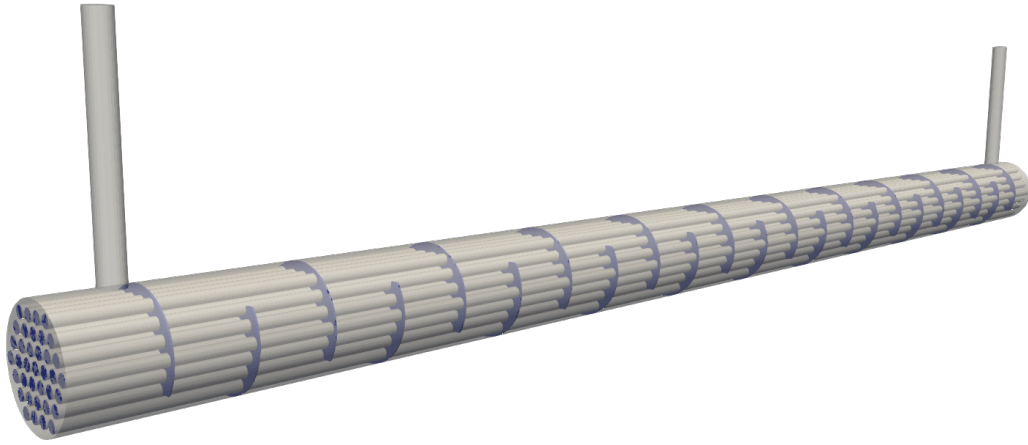
$$\Delta t = 0.10 + 0.0017 \cdot |t| \quad (7.4)$$

$$u(T) = \frac{\Delta t}{\sqrt{3}} \quad (7.5)$$

7.3 Przebieg eksperymentu numerycznego

7.3.1 Przygotowanie badań

Bazując na danych geometrycznych wymiennika z tabeli 7.1 przygotowane zostały siatki powierzchniowe STL (rysunek 7.3), a następnie na ich podstawie siatka objętościowa tego wymiennika. Ze względu na rozmiar wymiennika oraz wymaganą gęstość siatki obliczeniowej, aby ograniczyć liczbę elementów zdecydowano o wykorzystaniu płaszczyzny symetrii i zamodelowaniu jedynie połowy wymiennika.



Rysunek 7.3: Siatka powierzchniowa modelowanego wymiennika ciepła.

Współczynnik wnikania ciepła

Mając na uwadze, iż przepływ kriogenu, którym w tym badaniu jest ciekły azot, odbywa się wewnątrz rurek oraz w reżimie wrzenia błonowego, przy wyborze funkcji określającej współczynnik wnikania ciepła zdecydowano się na zastosowanie korelacji Miropolskiego, która stosowana jest z kontekście aplikacji kriogenicznych [80] oraz jak wskazują prace [83, 84] dobrze odwzorowuje wyniki pomiarów. Wartość współczynnika wnikania ciepła w tej formule wyrażona jest równaniem [84, 88]:

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda_v}{D} Re_{mix}^{0.8} Pr_v^{0.4} Y, \quad (7.6)$$

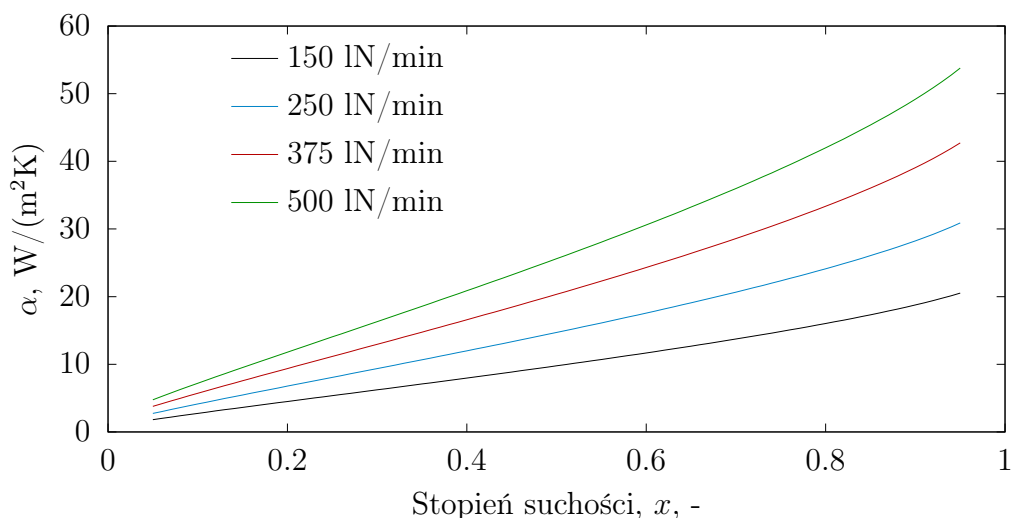
gdzie:

$$Re_{mix} = \left(\frac{\rho u D}{\mu_v} \right) \left[x + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1 - x) \right] \quad (7.7)$$

$$Pr_v = \frac{c_{p,v} \mu_v}{\lambda_v} \quad (7.8)$$

$$Y = 1 - 0.1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.4} (1 - x)^{0.4}. \quad (7.9)$$

Przykładowe wartości tak wyznaczanych współczynników wnikania ciepła w trakcie wrzenia przedstawione zostały dla czterech różnych strumieni azotu (150, 250, 375, 500 lN/min) na wykresie 7.4.



Rysunek 7.4: Współczynnik wnikania ciepła uzyskany z korelacji Miropol-skiego dla 4 różnych strumieni azotu pod ciśnieniem 4.7 bar.

W przypadku azotu w stanie gazowym, wartość współczynnika wnikania ciepła określona została poprzez uprzednie wyznaczenie liczby Nusselta zgodnie ze wzorem Sieder-Tate [89]:

$$Nu = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}, \quad (7.10)$$

a stąd następnie:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_{in}} \quad (7.11)$$

7.3.2 Wyniki symulacji

Wykonanie osobnych obliczeń dla każdego indywidualnego pomiaru dokona-nego w eksperymencie byłoby wręcz niemożliwe do wykonania ze względu na ich liczbę i czas trwania pojedynczych obliczeń. Dlatego zdecydowano o pokryciu zakresu pomiarowego przez kilka wybranych stanów, których wy-niki zostaną później odpowiednio interpolowane do dowolnych parametrów. Daje to większą swobodę zarówno pod względem przygotowywania kolejnych przypadków jak i późniejszej analizy na dowolnym stanie.

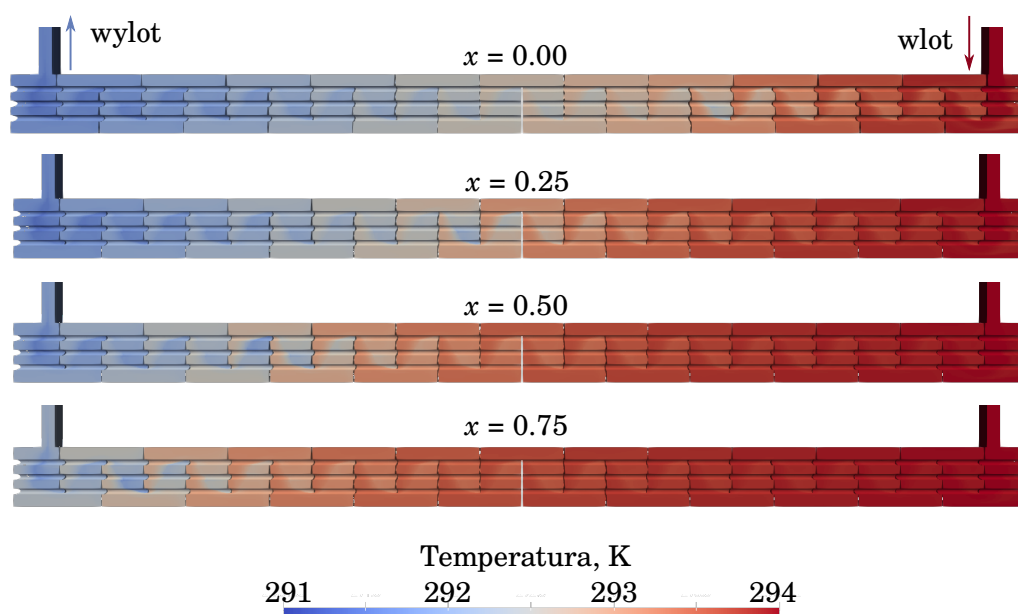
W ten sposób zdecydowano o wyborze następujących parametrów:

- Strumień azotu: 150, 250, 375, 500 lN/min,

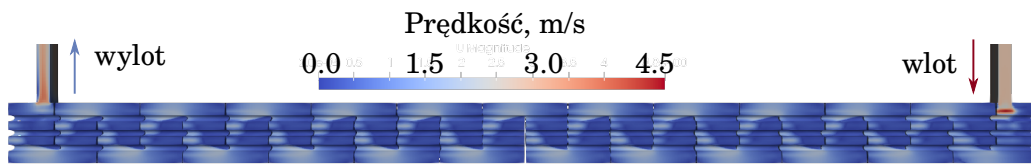
- Strumień wody: 14, 16, 18, 20 l/min,
- Ciśnienie azotu: 3.8, 4.7 bar,
- Stopień suchości azotu na wlocie: 0.0, 0.25, 0.50, 0.75, 1.00.

W wyniku analizy tak przeprowadzonych symulacji, możliwe było wyznaczenie mocy cieplnej wymiennika zarówno po stronie wody, jak i po stronie azotu, przy czym zgodnie z bilansem energii, wartości te powinny być sobie równe. Kolejnym parametrem, który może służyć porównaniu z eksperymentem jest otrzymany spadek temperatury wody.

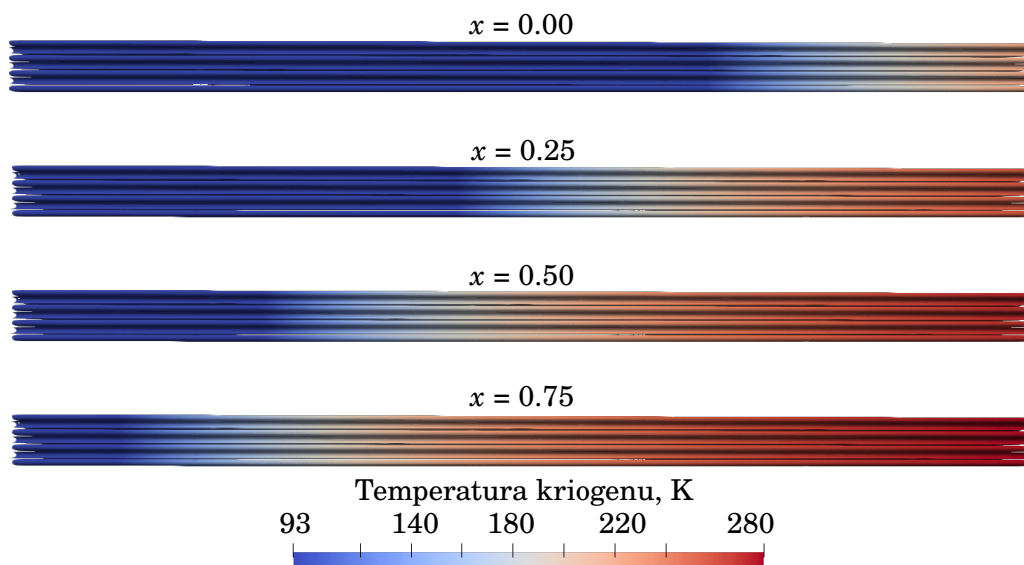
Otrzymane wyniki symulacji umożliwiają ponadto określenie miejsca, w którym nastąpiło odparowanie, strumienia ciepła przekazywanego do każdej z rurek, a także przedstawienie pola temperatury bądź prędkości w całym wymienniku. Przykładowe wizualizacje temperatury oraz pola prędkości przedstawiono odpowiednio na rysunkach 7.5 i 7.6, natomiast wyznaczone temperatury i granicę odparowania kriogenu na rysunkach 7.7 i 7.8.



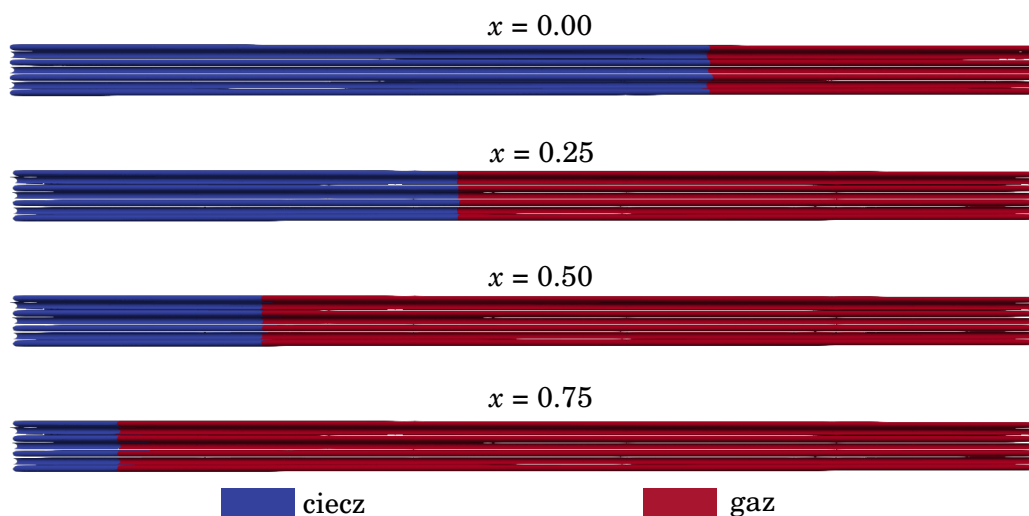
Rysunek 7.5: Pole temperatury dla symulacji ze strumieniem azotu 500 lN/min oraz strumieniem wody równym 20 l/min przy różnym zakładanym stopniu suchości x .



Rysunek 7.6: Pole prędkości otrzymane z symulacji dla strumienia azotu 500 lN/min, strumień wody 20 l/min, stopień suchości $x = 0.50$.



Rysunek 7.7: Rozkład temperatur po stronie kriogenu dla symulacji ze strumieniem azotu 500 lN/min oraz strumieniem wody równym 20 l/min przy różnym zakładanym stopniu suchości x .

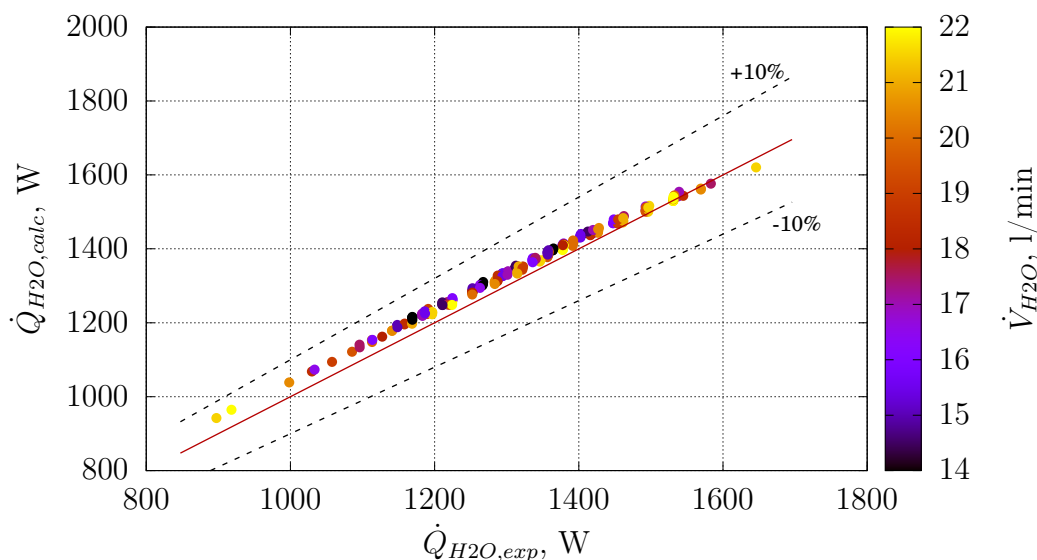


Rysunek 7.8: Granica odparowania kriogenu dla symulacji ze strumieniem azotu 500 lN/min oraz strumieniem wody równym 20 l/min przy różnym zakładanym stopniu suchości x .

7.4 Porównanie wyników eksperymentalnych oraz numerycznych

Porównania wyników otrzymanych na podstawie wykonanych pomiarów, z tymi uzyskanymi na drodze obliczeń numerycznych dokonano zestawiając ze sobą wartości strumienia ciepła z obu przypadków serii pomiarowych (stały przepływ azotu i stały przepływ wody). Wyniki tego porównania przedstawiono odpowiednio na wykresach 7.9 i 7.10. Naniesione zostały także dodatkowe linie oznaczające błąd $\pm 10\%$. Można zauważyć, iż przygotowany model z powodzeniem odwzorował wartości mocy zwłaszcza dla przypadku ze stałym strumieniem azotu. Z kolei gdy na stałym poziomie utrzymywany był strumień wody, wówczas rozbieżności pojawiają się głównie dla wyższych wartości strumieni azotu. Może to wynikać ze zjawiska nierównomiernego rozprzężu azotu w rzeczywistym wymienniku, które silniej uwidacznia się dla wyższych przepływów. Wówczas azot w największym stopniu trafi do rur w środkowej części, podczas gdy rury na obrzeżach będą miały mniej tego czynnika. W modelu natomiast założono równomierny rozprzęż i co za tym idzie identyczną wartość w każdej rurce. Pomimo to w szerokim

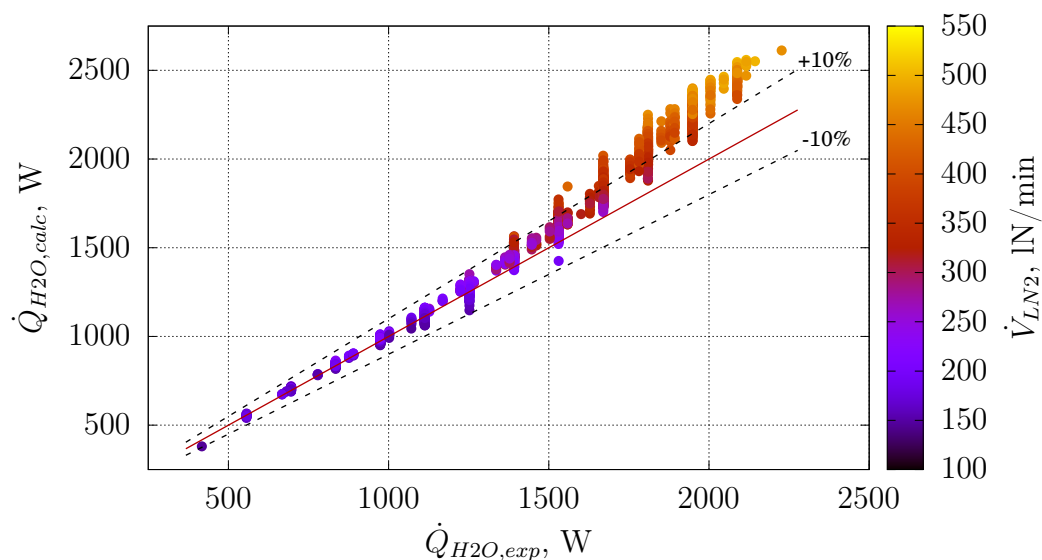
zakresie predykcje mocy cieplnych w bardzo dobrym stopniu pokrywają się z pomiarami, co świadczy o prawidłowym zdefiniowaniu modelu wymiennika.



Rysunek 7.9: Porównanie wyników obliczeń mocy cieplnej wymiennika dla danych z eksperymentu $\dot{Q}_{H_2O,exp}$ i obliczeń numerycznych $\dot{Q}_{H_2O,calc}$. Wyniki dla serii pomiarowej ze stałym strumieniem azotu.

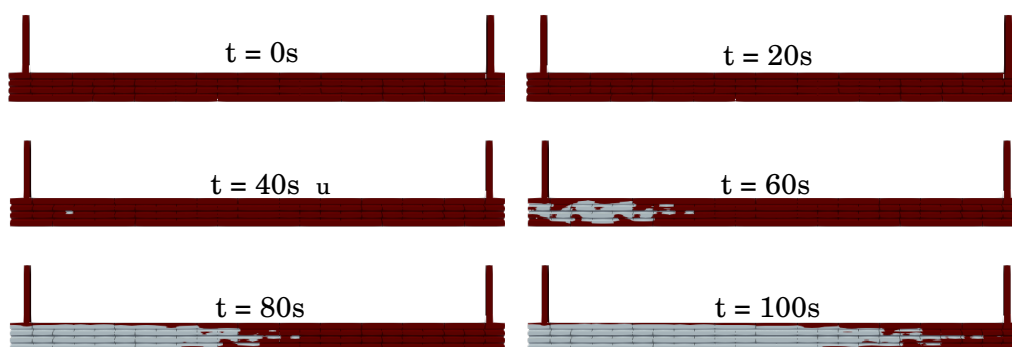
7.5 Wykorzystanie modelu w celu symulacji awarii oraz szacowania ratowania

W ramach przeprowadzonych serii obliczeń, w żadnym z przypadków nie odnotowano wystąpienia lodu. Dlatego w ostatnim prowadzonym badaniu, chcąc jednak doprowadzić do takiej sytuacji i poniekąd odwzorować stan awarii (w którym zatrzymany zostaje przepływ wody) postanowiono na wybranym ustalonym rozwiązaniu dokonać właśnie takiej zmiany. Przypadek ten rozpatrzony został także pod kątem scenariusza, w którym to przygotowany model mógłby być wykorzystany w ustalaniu wymaganych do podjęcia kroków naprawczych. W wykonanym teście w pierwszej kolejności doprowadzono do zamrożenia wymiennika poprzez wstrzymanie w nim przepływu wody. W trakcie tej operacji zachowywano wszystkie pośrednie kroki czasowe, tak by w kolejnym etapie wznowić przepływ od danego momentu. W ten sposób



Rysunek 7.10: Porównanie wyników obliczeń mocy cieplnej wymiennika dla danych z eksperymentu $\dot{Q}_{H_2O,exp}$ i obliczeń numerycznych $\dot{Q}_{H_2O,calc}$. Wyniki dla serii pomiarowej ze stałym strumieniem wody.

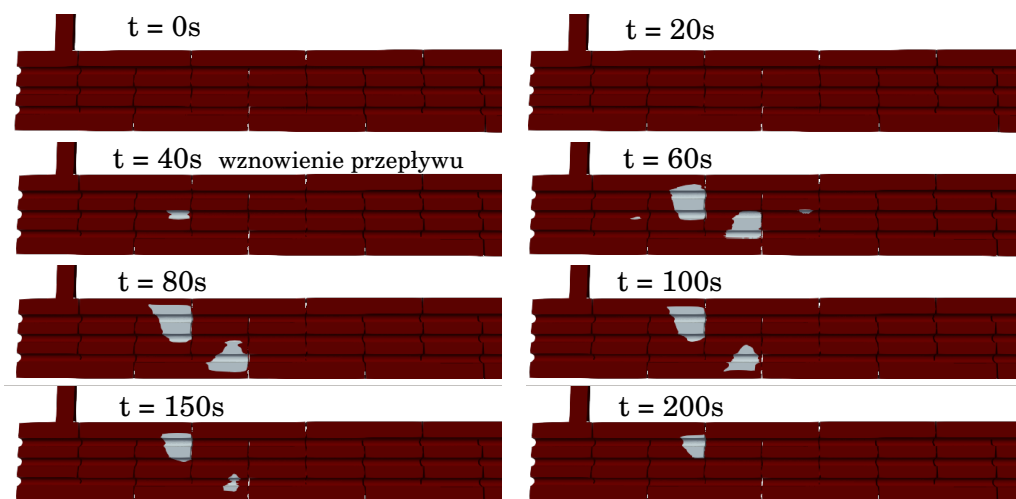
sprawdzono czy po takim incydencie możliwe jest przywrócenie wymiennika do normalnej pracy oraz w jakim maksymalnie czasie powinna zostać podjęta taka interwencja. Wyniki z pierwszej części obliczeń, która miała doprowadzić wymiennik do stanu zamarznięcia pokazano na rysunku 7.11.



Rysunek 7.11: Poziom zamarznięcia wymiennika przy braku przepływu wody. Przykład ze strumieniem azotu 500 IN/min i stopniu suchości 0.75.

W przypadku drugiej części testu ostatnim punktem, od którego udało się wrócić do normalnej pracy była 40 sekunda. Zawartość lodu w wybranych

punktach czasowych pokazano na rysunku 7.12. W pierwszych momentach gdy wznowiony został przepływ, warstwa lodu nadal ulega powiększeniu przy czym osiąga swój maksymalny poziom, od którego jest już sukcesywnie pomniejszana.



Rysunek 7.12: Poziom zamarznięcia wymiennika przy braku przepływu wody z uwzględnieniem przywrócenia jej obiegu w 40 sekundzie. Przykład ze strumieniem azotu 500 lN/min i stopniu suchości 0.75.

Część III

Podsumowanie

ROZDZIAŁ 8

WNIOSKI I KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

W niniejszej pracy doktorskiej opracowany został model, na bazie którego przeprowadzono następnie serie badań numerycznych związanych z procesem regazyfikacji cieczy kriogenicznej. Obliczenia zostały również wsparte pomiarami eksperymentalnymi, których celem była weryfikacja wypracowanego modelu wymiany ciepła pomiędzy wrzącym kriogenem, a czynnikiem grzewczym. Przygotowany model został z powodzeniem wykorzystany w wielowariantowych obliczeniach uwzględniających wpływ kolejnych parametrów takich jak liczba Reynoldsa, kształt rurek czy też temperatura czynnika grzewczego na proces zamarzania czynnika oraz regazyfikację kriogenu. Szczególną uwagę położono na to, aby model integrował w swoich założeniach wszystkie istotne procesy cieplne jak i przepływowe, w tym między innymi możliwość zamarzania wody, odwzorowanie wpływu wrzenia cieczy jak i możliwość jej odparowania, a następnie przegrzania.

Uzyskane wyniki badań potwierdzają możliwość opisu złożonych modeli zjawisk cieplno–przepływowych zachodzących przy wymianie ciepła pomiędzy wrzącą cieczą kriogeniczną a czynnikiem grzewczym za pomocą modelowania z wykorzystaniem metod obliczeniowej mechaniki płynów (CFD). Zademonstrowana została także możliwość wykorzystania tak przygotowanego modelu do efektywnej analizy pracy konkretnego układu.

Analiza wyników dostarczyła również interesujących obserwacji z zakresu wpływu zamarzania czynnika grzewczego na sam proces regazyfikacji. W szerokim zakresie liczb Reynoldsa, w którym zaobserwować można było już warstwę lodu, w zasadzie nie odnotowywano szczególnych zmian w mocy cieplnej takiego układu. Pozostawała ona na stałym poziomie, aż do mo-

mentu nagłego załamania wartości gdy dochodziło do niemal całkowitego zamarznięcia przekroju przepływu.

Na tej podstawie należy stwierdzić, iż uzyskane efekty badań w pełni realizują założone cele rozprawy oraz potwierdzają zasadność postawionych tez.

Prawidłowe rozplanowanie prac pozwoliło na opracowanie całościowego modelu wymiany ciepła w urządzeniu. Jego założenia umożliwiły wykorzystanie go niezależnie od rozpatrywanej geometrii czy rodzaju cieczy. W trakcie prowadzonych badań sprawdzone zostały między innymi przypadki nawiązujące do wymiennika płytowego (przepływ przez kanał) oraz płaszczoworurowego (opływ poprzeczny pęczka rur oraz pełna geometria tego typu wymiennika). Z kolei jako kriogen rozważany był skroplony gaz ziemny (LNG) oraz ciekły azot.

Kolejne etapy badań skupiały się wokół określenia wpływu szeregu parametrów na zachodzące procesy. Na ich podstawie możliwe było określenie zarówno krytycznych jak i optymalnych warunków przepływu. W ten sposób przygotowany model daje pewnego rodzaju wsparcie w procesie projektowania i analiz danego urządzenia. Taką sytuację rozpatrzono w rozprawie na przykładzie rzeczywistego urządzenia, gdzie na drodze obliczeń numerycznych sprawdzeniu poddano możliwość wznowienia pracy takiego urządzenia po wystąpieniu awarii i chwilowym braku przepływu. Same pomiary eksperymentalne wykonane w trakcie badań oraz zgodność z jaką model odwzorował kolejne wartości wynikowe wskazują na poprawność zaimplementowanych metod.

W kontekście dalszych prac i rezultatów uzyskanych dla przypadku, w którym porównano się z rzeczywistym wymiennikiem interesująca mogłaby wydać się analiza jak wykorzystanie innych korelacji na współczynnik wrzenia wpłynie na końcowe wyniki. Dodatkowo na bazie spostrzeżenia, iż rozpliw pomiędzy poszczególne rurki może nie być równomierny, kolejne kroki powinny uwzględniać dodanie części obliczeń, determinującej rozpliw cieczy, o którym informacja trafi następnie do poszczególnych kroków modelu.

Wybrane wyniki przedstawione w rozprawie zostały w całości lub w części opublikowane przez doktoranta i stanowią udokumentowany dorobek naukowy związany z tematyką rozprawy.

BIBLIOGRAFIA

- [1] B. D. Solomon and K. Krishna, “The coming sustainable energy transition: History, strategies, and outlook,” *Energy Policy*, vol. 39, no. 11, pp. 7422–7431, 2011.
- [2] A. P. Brenk, Z. M. Malecha, and Ł. T. Tomków, “Numerical methodology for analyzing the performance of a solar updraft tower in various environmental conditions,” *Journal of Power Technologies*, vol. 100, no. 2, p. 144, 2020.
- [3] C. Fetting, “The european green deal,” *ESDN report*, vol. 53, 2020.
- [4] M. Ovaere and S. Proost, “Cost-effective reduction of fossil energy use in the european transport sector: An assessment of the fit for 55 package,” *Energy Policy*, vol. 168, p. 113085, 2022.
- [5] G.-D. León, S. D. Scipio-Cimetta, *et al.*, “The role of natural gas in today’s energy transition,” *Dyna*, vol. 89, no. 221, pp. 92–100, 2022.
- [6] B. Dudley, “Bp energy outlook 2023,” *Report–BP Energy Economics: London, UK*, vol. 9, 2018.
- [7] N. Paltrinieri, A. Tugnoli, and V. Cozzani, “Hazard identification for innovative LNG regasification technologies,” *Reliability Engineering and System Safety*, vol. 137, pp. 18–28, 2015.
- [8] E. Roszak and M. Chorowski, “Exergy analysis of combined simultaneous Liquid Natural Gas vaporization and Adsorbed Natural Gas cooling,” *Fuel*, vol. 111, pp. 755–762, Sept. 2013.

- [9] S. Kumar, H.-T. Kwon, K.-H. Choi, W. Lim, J. H. Cho, K. Tak, and I. Moon, “LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development,” *Applied Energy*, vol. 88, pp. 4264–4273, Dec. 2011.
- [10] M. Chorowski, *Kriogenika: podstawy i zastosowania*. IPPU Masta, 2007.
- [11] A. Arteconi, C. Brandoni, D. Evangelista, and F. Polonara, “Life-cycle greenhouse gas analysis of LNG as a heavy vehicle fuel in Europe,” *Applied Energy*, vol. 87, pp. 2005–2013, June 2010.
- [12] J. L. Osorio-Tejada, E. Llera-Sastresa, and S. Scarpellini, “A multi-criteria sustainability assessment for biodiesel and liquefied natural gas as alternative fuels in transport systems,” *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, vol. 42, no. Supplement C, pp. 169 – 186, 2017.
- [13] “Resolution MEPC.286(71) – amendments to Marpol annex VI (designation of the Baltic sea and the North Sea emission control areas for NOX Tier III control and information to be included in the bunker delivery note),” July 2017.
- [14] M. Chorowski, P. Duda, J. Polinski, and J. Skrzypacz, “LNG systems for natural gas propelled ships,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 101, p. 012089, Dec. 2015.
- [15] H. Nikhalat, K. Zavitsas, E.-H. Mireille, and M. G. Bell, “A comparison of oil and lng industries performance indicators: Lng market future prediction,”
- [16] M. D. Tusiani and G. Shearer, “2.1 introduction,” 2016.
- [17] “Iea - global gas security review 2023 including the gas market report q3 2023.”
- [18] “Gaz-system.” <http://www.gaz-system.pl>.
- [19] F. Xue, Y. Chen, and Y. Ju, “A review of cryogenic power generation cycles with liquefied natural gas cold energy utilization,” *Frontiers in Energy*, vol. 10, pp. 363–374, Sept. 2016.

- [20] F. Zhang and X.-M. Yu, "LNG Cold Energy Recovery and Power Generation," (Wuhan, China), pp. 1–3, IEEE, Mar. 2009.
- [21] M. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Romero Gómez, and J. Carbia Carril, "Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 38, pp. 781–795, Oct. 2014.
- [22] P. Dorosz, P. Wojcieszak, and Z. Malecha, "Exergetic Analysis, Optimization and Comparison of LNG Cold Exergy Recovery Systems for Transportation," *Entropy*, vol. 20, no. 59, pp. 1–18, 2018.
- [23] V. La Rocca, "Cold recovery during regasification of LNG part one: Cold utilization far from the regasification facility," *Energy*, vol. 35, pp. 2049–2058, May 2010.
- [24] V. La Rocca, "Cold recovery during regasification of LNG part two: Applications in an Agro Food Industry and a Hypermarket," *Energy*, vol. 36, pp. 4897–4908, Aug. 2011.
- [25] H. Tan, Y. Li, H. Tuo, M. Zhou, and B. Tian, "Experimental study on liquid/solid phase change for cold energy storage of Liquefied Natural Gas (LNG) refrigerated vehicle," *Energy*, vol. 35, pp. 1927–1935, May 2010.
- [26] Z. Jiayu, L. Yanzhong, L. Guangpeng, and S. Biao, "Simulation of a Novel Single-column Cryogenic Air Separation Process Using LNG Cold Energy," *Physics Procedia*, vol. 67, pp. 116–122, 2015.
- [27] A. Ebrahimi and M. Ziabasharhagh, "Optimal design and integration of a cryogenic Air Separation Unit (ASU) with Liquefied Natural Gas (LNG) as heat sink , thermodynamic and economic analyses," *Energy*, vol. 126, pp. 868–885, 2017.
- [28] J. Chang, J. Zuo, K.-J. Lu, and T.-S. Chung, "Freeze desalination of seawater using LNG cold energy," *Water Research*, vol. 102, pp. 282–293, Oct. 2016.

- [29] C. G. Xie, J. Sun, Q. C. Lv, C. Miao, S. P. Chu, and L. P. Zhang, “High efficient seawater freezing desalination technology by utilizing cold energy of LNG,” *Journal of Desalination and Water Reuse*, vol. 6, no. 1, pp. 5–9, 2014.
- [30] T. He, S. K. Nair, P. Babu, P. Linga, and I. A. Karimi, “A novel conceptual design of hydrate based desalination (HyDesal) process by utilizing LNG cold energy,” *Applied Energy*, vol. 222, no. January, pp. 13–24, 2018.
- [31] T. Efrat and T. Leader, “UTILIZING AVAILABLE "COLDNESS "FROM LIQUEFIED NATURAL GAS (LNG) REGASIFICATION PROCESS FOR SEAWATER DESALINATION,” in *IDA World Congress* –, pp. 1–8, 2011.
- [32] W. Cao, C. Beggs, and I. M. Mujtaba, “Theoretical approach of freeze seawater desalination on flake ice maker utilizing LNG cold energy,” *Desalination*, vol. 355, pp. 22–32, 2015.
- [33] *The Open Source CFD Toolbox User Guide*, 2021.
- [34] B. John, P. Senthilkumar, and S. Sadasivan, “Applied and theoretical aspects of conjugate heat transfer analysis: A review,” *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 26, pp. 475–489, 2019.
- [35] M. T. Rad, “solidificationmeltingsource: A built-in fvooption in open-foam® for simulating isothermal solidification,” in *OpenFOAM®*, pp. 455–464, Springer, 2019.
- [36] B. Niezgoda-Żelasko, “The enthalpy-porosity method applied to the modelling of the ice slurry melting process during tube flow,” *Procedia Engineering*, vol. 157, pp. 114–121, 2016.
- [37] A. Brenk, J. Kielar, Z. Malecha, and Z. Rogala, “The effect of geometrical modifications to a shell and tube heat exchanger on performance and freezing risk during lng regasification,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 161, p. 120247, 2020.

- [38] V. Voller and C. Prakash, “A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion mushy region phase-change problems,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 30, no. 8, pp. 1709–1719, 1987.
- [39] M. Rad, P. Kotas, and C. Beckermann, “Rayleigh number criterion for formation of a-segregates in steel castings and ingots,” *Metall and Mat Trans A*, vol. 44, pp. 4266–4281, 2013.
- [40] Z. Rogala, A. Brenk, and Z. Malecha, “Theoretical and numerical analysis of freezing risk during lng evaporation process,” *Energies*, vol. 12, no. 8, p. 1426, 2019.
- [41] “Coolprop.” <http://www.coolprop.org/>.
- [42] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, “Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [43] L. E. Ehrlich, J. S. G. Feig, S. N. Schiffres, J. A. Malen, and Y. Rabin, “Large Thermal Conductivity Differences between the Crystalline and Vitriified States of DMSO with Applications to Cryopreservation,” *PLOS ONE*, pp. 1–19, 2015.
- [44] “NIST Material Properties: 304 Stainless Steel.”
- [45] H. Ackermann, L. Bewilogua, A. Jahn, R. Kn, and H. Vinzelberg, “Heat transfer in nitrogen-methane mixtures under pressure with film boiling,” *Cryogenics*, no. April, pp. 497–499, 1976.
- [46] K. Bier and M. Lambert, “Heat transfer in nucleate boiling of different low boiling substances,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, pp. 293–300, 1990.
- [47] M. Gong, J. Ma, J. Wu, Y. Zhang, Z. Sun, and Y. Zhou, “Nucleate pool boiling of liquid methane and its natural gas mixtures,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 11-12, pp. 2733–2739, 2009.

- [48] B. J. Jones, J. P. McHale, and S. Garimella, “The Influence of Surface Roughness on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 131, no. December, 2009.
- [49] Y. a. Cengel, S. Klein, and W. Beckman, “Heat Transfer: A Practical Approach,” p. 896, 2002.
- [50] D. Chen and Y. Shi, “Experimental study on flow boiling heat transfer of LNG in a vertical smooth tube,” *Cryogenics*, vol. 57, pp. 18–25, 2013.
- [51] S. Wang, M. Q. Gong, G. F. Chen, Z. H. Sun, and J. F. Wu, “Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of Methane in a Horizontal Tube,” in *AIP Conference Proceedings 1573, 1512 (2014)*;, 2014.
- [52] B. D. Marcus and D. Dropkin, “THE EFFECT OF SURFACE CONFIGURATION ON NUCLEATE BOILING HEAT TRANSFER,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 6, pp. 863–866, 1963.
- [53] S. Jung and H. Kim, “Effects of surface orientation on nucleate boiling heat transfer in a pool of water under atmospheric pressure,” *Nuclear Engineering and Design*, vol. 305, pp. 347–358, 2016.
- [54] A. Priarone, “Effect of surface orientation on nucleate boiling and critical heat flux of dielectric fluids,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 44, pp. 822–831, 2005.
- [55] M. Bajus, *Petrochemistry: Petrochemical Processing, Hydrocarbon Technology and Green Engineering*. John Wiley & Sons, 2020.
- [56] A. Brenk, P. Pluszka, and Z. Malecha, “Numerical study of flow maldistribution in multi-plate heat exchangers based on robust 2d model,” *Energies*, vol. 11, no. 11, p. 3121, 2018.
- [57] Z. M. Malecha, A. Brenk, and P. Płuszka, “Reduction of flow-maldistribution in heat plate exchangers by geometrical optimization - numerical study,” pp. 1–7, 2018.
- [58] P. Pluszka, A. P. Brenk, and Z. M. Malecha, “Numerical study of flow maldistribution in plate heat exchangers used for evaporation process,” *Archives of Thermodynamics*, pp. 57–82, 2019.

- [59] P. Pluszka, A. P. Brenk, and Z. M. Malecha, “Numerical study of flow maldistribution in plate heat exchangers used for evaporation process,” in *Proceedings of the 5th International Conference Contemporary Problems of Thermal Engineering: energy systems in the near future: energy, exergy, ecology and economics*, pp. 275–282, 2018.
- [60] K. Chowdhury and S. Sarangi, “Effect of Flow Maldistribution on Multi-passage Heat Exchanger Performance,” *Heat Transfer Eng.*, vol. 6, no. 4, pp. 45–54, 1985.
- [61] R. B. Fleming, “The Effect of Flow Distribution in Parallel Channels of Counterflow Heat Exchangers,” in *Advances in Cryogenic Engineering* (K. D. Timmerhaus, ed.), (Boston, MA), pp. 352–62, Springer US, 1967.
- [62] J. Jung and S. Jeong, “Effect of flow mal-distribution on effective NTU in multi-channel counter-flow heat exchanger of single body,” *Cryogenics*, vol. 47, no. 4, pp. 232–242, 2007.
- [63] N. Pawar and R. S. Maurya, “Flow maldistribution in a simplified plate heat exchanger model-a numerical study,” in *Appl. Mech. and Mater.*, vol. 110, pp. 2529–2536, Trans Tech Publ, 2012.
- [64] Z.-Z. Wang and Z.-N. Zhao, “Analysis of Performance of Steam Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Condensers,” *Heat Transfer Eng.*, vol. 14, no. 4, pp. 32–41, 1993.
- [65] L. Wang, R. Christensen, and B. Sunden, “An experimental investigation of steam condensation in plate heat exchangers,” *Int. J. of Heat Exch.*, vol. 1, no. 2, pp. 125–150, 2000.
- [66] P. R. Bobbili and B. Sunden, “Steam Condensation in Parallel Channels of Plate Heat Exchangers,” in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Volume 7: Fluid Flow, Heat Transfer and Thermal Systems, Parts A and B*, pp. 851–857, 2010.
- [67] S. Vist and J. Pettersen, “Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 28, no. 2, pp. 209–215, 2004.

- [68] D. Sterner and B. Sunden, “Performance of Plate Heat Exchangers for Evaporation of Ammonia,” *Heat Transfer Eng.*, vol. 27, no. 5, pp. 45–55, 2006.
- [69] Y.-H. Lin, G.-C. Li, and C.-Y. Yang, “An experimental observation of the effect of flow direction for evaporation heat transfer in plate heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 88, pp. 425–432, 2015.
- [70] J. K. Jensen, M. R. Kaernl, T. S. Ommen, W. Brix, L. Reinholdt, and B. Elmeegard, “Effect of liquid/vapour maldistribution on the performance of plate heat exchanger evaporators,” in *Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration*, 2015.
- [71] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology,” 2018.
- [72] Z. Malecha, P. Płuszka, and A. Brenk, “Numerical investigation of cryogen re-gasification in a plate heat exchanger,” in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 278, p. 012063, IOP Publishing, 2017.
- [73] W. Liao, Z. Malecha, P. Płuszka, A. Brenk, F. Lin, and C. Yang, “An experimental and numerical analysis of air-water flow distribution in multichannels with parallel dividing plates in the inlet header,” in *Proceedings of the 29th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP29), Honolulu, HI, USA*, vol. 30.
- [74] A. Brenk, Z. Rogala, and Z. Malecha, “Analysis of freezing risk during lng evaporation process,” in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 755, p. 012114, IOP Publishing, 2020.
- [75] P. Giarratano, V. Arp, and R. Smith, “Forced convection heat transfer to supercritical helium,” *Cryogenics*, vol. 11, no. 5, pp. 385–393, 1971.
- [76] R. F. Barron and G. F. Nellis, *Cryogenic heat transfer*. CRC press, 2017.
- [77] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho, *et al.*, *Handbook of heat transfer*, vol. 3. Mcgraw-hill New York, 1998.

- [78] M. M. Shah, *Two-Phase Heat Transfer*. John Wiley & Sons, 2021.
- [79] Z. Miropolskiy, “Heat transfer in film boiling of a steam-water mixture in steam-generator tubes,” *Teplonergetika*, vol. 10, pp. 49–52, 1963.
- [80] A. K. Majumdar, A. LeClair, R. Moore, and P. A. Schallhorn, “Generalized fluid system simulation program (gfssp)-version 6,” in *51st AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, p. 3850, 2015.
- [81] A. LeClair, J. W. Hartwig, D. M. Hauser, M. Kassemi, P. Diaz-Hyland, and T. Going, “Modeling cryogenic chilldown of a transfer line with gfssp,” in *2018 Joint propulsion conference*, p. 4756, 2018.
- [82] M. F. Cross, A. K. Majumdar, J. C. Bennett Jr, and R. B. Malla, “Modeling of chill down in cryogenic transfer lines,” *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol. 39, no. 2, pp. 284–289, 2002.
- [83] A. Majumdar, “Numerical modeling of conjugate heat transfer in fluid network,” in *Thermal Fluid Analysis Workshop, Jet Propulsion Laboratory, Pasadena, CA*, 2004.
- [84] A. Majumdar, C. Ursachi, A. LeClair, and J. Hartwig, “Numerical modeling of boiling in a heated tube,” in *Space Cryogenic Workshop*, no. M19-7514, 2019.
- [85] J. C. Chen, “Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow,” *Industrial & engineering chemistry process design and development*, vol. 5, no. 3, pp. 322–329, 1966.
- [86] T. Flynn, J. Draper, and J. Roos, “The nucleate and film boiling curve of liquid nitrogen at one atmosphere,” in *Advances in Cryogenic Engineering: Proceedings of the 1961 Cryogenic Engineering Conference University of Michigan Ann Arbor, Michigan August 15–17, 1961*, pp. 539–545, Springer, 1962.
- [87] F. F. Simon, S. S. Papell, and R. J. Simoneau, *Minimum film-boiling heat flux in vertical flow of liquid nitrogen*. National Aeronautics and Space Administration, 1968.
- [88] G. F. Naterer, *Advanced heat transfer*. CRc Press, 2021.

- [89] X. Yang, X. Yang, J. Ding, Y. Shao, and H. Fan, “Numerical simulation study on the heat transfer characteristics of the tube receiver of the solar thermal power tower,” *Applied Energy*, vol. 90, no. 1, pp. 142–147, 2012.

SPIS RYSUNKÓW

1.1. Porównanie kosztów związanych z transportem gazu ziemnego [15].	16
1.2. Łańcuch dostawy gazu ziemnego [16].	16
1.3. Struktura pochodzenia gazu ziemnego trafiającego do mieszkańców Europy [17].	18
3.1. Schemat układu podlegającego izotermicznemu zamarzaniu (opracowanie na podstawie [35]).	28
3.2. Grupy regionów obliczeniowych wyróżnionych na podstawie przepływu przez kanały wymiennika płytowego.	31
3.3. Grupy regionów obliczeniowych wyróżnionych na podstawie przepływu przez sekcję wymiennika płaszczowo-rurowego. . . .	32
3.4. Właściwości termofizyczne (gęstość, przewodność cieplna, ciepło właściwe oraz lepkość dynamiczna) wody w zależności od temperatury [41, 42, 43] (przerywana czarna linia - wartości rzeczywiste, ciągła linia czerwona - przybliżenie wielomianowe).	33
3.5. Właściwości termofizyczne materiału przegrody - stal nierdzewna 304 (na podstawie [44]).	34
3.6. Wizualizacja sposobu realizacji traktowania cieczy kriogenicznej jako cienką warstwę ciała stałego.	36
3.7. Porównanie rozkładu temperatur i ich lokalizacji między sytuacją z wnikaniem ciepła po stronie cieczy kriogenicznej oraz przewodzenia przez nią ciepła po przekształcenia jej do warstwy ciała stałego.	37
3.8. Eksperymentalne dane współczynników wnikania ciepła dla wrzącego LNG (na podstawie [45, 46, 47]).	38

3.9. Eksperymentalne dane dotyczące współczynników wnikania ciepła w procesie LNG dla różnych ciśnień podane w [45]. Linia A: wielomian aproksymujący wyniki dla ciśnienia 0.2 MPa, linie B oraz C powiększone są względem linii A o odpowiednio 50% i 100%.	39
4.1. Organizacja przestrzeni obliczeniowej dla symulacji przepływu wody przez kanał odseparowany płytami od wrzącego LNG. . .	42
4.2. Obszar obliczeniowy o rozmiarze 1 mm × 1 mm przedstawiony w każdym z rozpatrywanych wariantów siatek użytych w procesie analizy wpływu ich zagęszczenia.	45
4.3. Moc cieplna wyznaczona w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$	47
4.4. Schemat pomocniczy do przedstawienia sposobu wyznaczania udziału lodu w kanale oraz średniej grubości warstwy lodu na dowolnej wysokości.	48
4.5. Udział objętościowy lodu w przestrzeni kanału przepływowego wyznaczony w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$	49
4.6. Średnia grubość warstwy lodu wyznaczona w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej - pomiar na 1/3 wysokości kanału. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$	50
4.7. Średnia grubość warstwy lodu wyznaczona w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej - pomiar na 2/3 wysokości kanału. Wyniki dla $Re_{H_2O} = (500, 1000, 2000)$	51
4.8. Błędy względne.	52
4.9. Czasy obliczeń pojedynczych symulacji ze względu na poziom zagęszczenia siatki oraz liczbę Reynoldsa.	54
4.10. Udział lodu w 25 cm kanale dla różnych liczb Reynoldsa $Re_{H_2O,in}$, wariantu A wrzenia LNG oraz temperatury 290 K na wlocie.	56
4.11. Udział lodu w 25 cm kanale dla różnych temperatur wlotowych wody $T_{H_2O,in}$, wariantu A wrzenia LNG oraz $Re_{H_2O,in} = 1000$	58

4.12. Udział lodu w 25 cm kanale dla różnych warunków wrzenia przy stałej temperaturze wlotowej wody $T_{H_2O,in} = 290$ K oraz stałej liczbie Reynoldsa $Re_{H_2O,in} = 1000$	59
4.13. Schemat kierunku przekazywania ciepła w rozważanym zagadnieniu przepływu wody przez kanał.	60
4.14. Schemat modelu analitycznego 1D do obliczeń wymiany ciepła.	63
4.15. Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej w symulacjach z wartościami ustalonymi w modelu analitycznym dla wariantu A warunków wymiany ciepła po stronie wrzącego kriogenu.	64
4.16. Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej w symulacjach z wartościami ustalonymi w modelu analitycznym dla wariantu B warunków wymiany ciepła po stronie wrzącego kriogenu.	65
4.17. Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej w symulacjach z wartościami ustalonymi w modelu analitycznym dla wariantu C warunków wymiany ciepła po stronie wrzącego kriogenu	66
4.18. Porównanie grubości warstwy lodu wyznaczonej modelem analitycznym dla różnych liczb Reynoldsa oraz warunków wrzenia.	68
5.1. Sposób wydzielenia obszaru do obliczeń przepływu poprzecznego przez pęczek rur jako części wymiennika płaszczoworurowego.	71
5.2. Widok pojedynczej rurki w otoczeniu czynnika grzewczego wraz z utworzoną warstwą materiału LNG wewnątrz.	72
5.3. Organizacja przestrzeni obliczeniowej dla symulacji przepływu wody przez pęczek rur z w LNG.	73
5.4. Schemat przestawnego rozmieszczenia pęczka rur w układzie heksagonalnym.	75
5.5. Wybrane do badań konfiguracje heksagonalnego układu rurek o różnej wartości podziałki s	75
5.6. Wykształcona na przestrzeni czasu warstwa lodu dookoła rurek dla przypadku braku przepływu czynnika grzewczego i rozmieszczenia rur z podziałką $s = 10$ mm. Zamarznięty obszar oznaczony został jasnoszarym kolorem.	76
5.7. Utworzona warstwa lodu dla różnych liczb Reynoldsa	76

5.8. Udział lodu w ostatnim przekroju rur wraz z odpowiadającymi wizualizacjami zamrożonych obszarów w zależności od liczby Reynoldsa dla przepływu wody przez pęczek rur o podziałce $s = 14$ mm. Strzałkami zaznaczony został kierunek przepływu.	78
5.9. Moce cieplne oraz udział lodu w ostatnim przekroju rur w zależności od liczby Reynoldsa dla przepływu wody przez pęczek rur o różnej podziałce s .	79
5.10. Półosie elipsy (a - półoś wielka, b - półoś mała).	80
5.11. Wprowadzone modyfikacje geometryczne	81
5.12. Porównanie przewodnictwa cieplnego przez przegrodę płaską oraz cylindryczną w zależności od względnej grubości ściany.	83
5.13. Rozkład temperatury, linie prądu pokolorowane według prędkości oraz zakres oblodzenia (czarna obwiednia wokół rur) w symulacjach opływu rurek o różnym stopniu spłaszczenia i rozstawie heksagonalnym o podziałce $s = 8$ mm. Wynik przedstawione dla $Re_{H_2O} = 50$.	84
5.14. Rozkład temperatury, linie prądu pokolorowane według prędkości oraz zakres oblodzenia (czarna obwiednia wokół rur) w symulacjach opływu rurek o różnym stopniu spłaszczenia i rozstawie heksagonalnym o podziałce $s = 10$ mm. Wynik przedstawione dla $Re_{H_2O} = 40$.	85
5.15. Rozkład temperatury, linie prądu pokolorowane według prędkości oraz zakres oblodzenia (czarna obwiednia wokół rur) w symulacjach opływu rurek o różnym stopniu spłaszczenia i rozstawie heksagonalnym o podziałce $s = 14$ mm. Wynik przedstawione dla $Re_{H_2O} = 30$.	86
5.16. Moc cieplna przekazywana przez wodę w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 8$ mm.	87
5.17. Moc cieplna przekazywana przez wodę w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 10$ mm.	87
5.18. Moc cieplna przekazywana przez wodę w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 14$ mm.	88

5.19. Średnie krytyczne liczby Reynoldsa dla układów o różnej podziałce s rozmieszczenia rurek.	89
5.20. Straty ciśnień w opływie rur dla wszystkich konfiguracji geometrycznych pęczka rur.	89
5.21. Teoretyczna moc pompy dla różnych spłaszczeń rurek w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 8$ mm.	90
5.22. Teoretyczna moc pompy dla różnych spłaszczeń rurek w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 10$ mm.	91
5.23. Teoretyczna moc pompy dla różnych spłaszczeń rurek w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 14$ mm.	91
5.24. Stosunek mocy cieplnej przekazywanej w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 8$ mm do teoretycznej mocy pompy.	92
5.25. Stosunek mocy cieplnej przekazywanej w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 10$ mm do teoretycznej mocy pompy.	93
5.26. Stosunek mocy cieplnej przekazywanej w trakcie opływu pęka rur o różnym spłaszczeniu rozmieszczonych w układzie heksagonalnym z podziałką $s = 14$ mm do teoretycznej mocy pompy.	93
6.1. Poglądowy przykład do omówienia etapów pracy rozbudowanego modelu.	99
6.2. Krok 2 rozbudowanego modelu wrzenia i wymiany ciepła - początkowy stan symulacji.	100
6.3. Krok 4 rozbudowanego modelu wrzenia i wymiany ciepła - obliczenie ciepła przekazywanego przez każdą komórkę powierzchni przegrody.	102
6.4. Krok 4 rozbudowanego modelu wrzenia i wymiany ciepła - określenie punktu odparowania i przygotowanie nowych regionów.	103
7.1. Widok poprzeczny płaszcza oraz rozkładu orurowania w wykorzystanym do pomiarów wymienniku ciepła.	106
7.2. Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania regazyfikacji w wymienniku płaszczowo-rurowym.	107

7.3.	Siatka powierzchniowa modelowanego wymiennika ciepła.	112
7.4.	Współczynnik wnikania ciepła uzyskany z koralcji Miropolskiego dla 4 różnych strumieni azotu pod ciśnieniem 4.7 bar.	113
7.5.	Pole temperatury dla symulacji ze strumieniem azotu 500 lN/min oraz strumieniem wody równym 20 l/min przy różnym zakładanym stopniu suchości x	114
7.6.	Pole prędkości otrzymane z symulacji dla strumienia azotu 500 lN/min, strumień wody 20 l/min, stopień suchości $x = 0.50$	115
7.7.	Rozkład temperatur po stronie kriogenu dla symulacji ze strumieniem azotu 500 lN/min oraz strumieniem wody równym 20 l/min przy różnym zakładanym stopniu suchości x	115
7.8.	Granica odparowania kriogenu dla symulacji ze strumieniem azotu 500 lN/min oraz strumieniem wody równym 20 l/min przy różnym zakładanym stopniu suchości x	116
7.9.	Porównanie wyników obliczeń mocy cieplnej wymiennika dla danych z eksperymentu $\dot{Q}_{H_2O,exp}$ i obliczeń numerycznych $\dot{Q}_{H_2O,calc}$. Wyniki dla serii pomiarowej ze stałym strumieniem azotu.	117
7.10.	Porównanie wyników obliczeń mocy cieplnej wymiennika dla danych z eksperymentu $\dot{Q}_{H_2O,exp}$ i obliczeń numerycznych $\dot{Q}_{H_2O,calc}$. Wyniki dla serii pomiarowej ze stałym strumieniem wody.	118
7.11.	Poziom zamarznięcia wymiennika przy braku przepływu wody. Przykład ze strumieniem azotu 500 lN/min i stopniu suchości 0.75.	118
7.12.	Poziom zamarznięcia wymiennika przy braku przepływu wody z uwzględnieniem przywrócenia jej obiegu w 40 sekundzie. Przykład ze strumieniem azotu 500 lN/min i stopniu suchości 0.75.	119

SPIS TABEL

4.1.	Dane geometryczne kanału wykorzystanego w badaniach nad wpływem zagęszczenia siatki oraz parametrów symulacji. . . .	43
4.2.	Parametry wariantów siatek numerycznych wykorzystanych w analizie wpływu zagęszczania komórek.	44
4.3.	Wyniki obliczeń mocy cieplnej (w watach) oraz błędy względem największego poziomego zagęszczenia otrzymane w toku analizy wpływu zagęszczenia siatki numerycznej dla przypadku przepływu przez pojedynczy kanał.	47
4.4.	Udział objętościowy lodu w przestrzeni kanału przepływowego wyznaczony w ramach studium niezależności wyników od gęstości siatki numerycznej. W nawiasach błąd względny w odniesieniu do siatki najgęstszej.	49
4.5.	Pomiary średniej grubości warstwy lodu na 2/3 wysokości kanału. Wartości podane w milimetrach.	50
4.6.	Pomiary średniej grubości warstwy lodu na 2/3 wysokości kanału. Wartości podane w milimetrach.	51
4.7.	Czasy trwania pojedynczych symulacji (wyrażone w sekundach) dla poszczególnych liczb Reynoldsa oraz poziomego zagęszczenia siatek.	53
5.1.	Dane geometryczne oraz temperaturowe modelu rurki z warstwą LNG w jej środku.	73
5.2.	Dane geometryczne przygotowanych wariantów spłaszczenia rurek.	82
5.3.	Krytyczne liczby Reynoldsa dla układów o różnej podziałce rozmieszczenia rurek.	88

7.1. Podstawowe dane geometryczne wymiennika płaszczowo-rurowego wykorzystanego w eksperymencie.	106
7.2. Elementy pomiarowe stanowiska badawczego - obieg wodny. .	108
7.3. Elementy pomiarowe stanowiska badawczego - obieg azotowy. .	109